

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ОВЧИННИКОВ ДМИТРО ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 621.43.057

ДИСЕРТАЦІЯ
ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СУЧАСНИХ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ
РАЦІОНАЛЬНИМ ВИКОРИСТАННЯМ ДОБАВКИ БІОЕТАНОЛУ 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

_____ Д.В.Овчинніков

Науковий керівник

Гутаревич Юрій Феодосійович,
доктор технічних наук, професор

Київ – 2021

АНОТАЦІЯ

Овчинніков Д.В. Поліпшення показників сучасних бензинових двигунів раціональним використанням добавки біоетанолу до бензину. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю: 142 – «Енергетичне машинобудування». – Національний транспортний університет, Київ, 2021.

Останнім часом широкого розповсюдження серед альтернативних видів палив на ринку Україні набув бензин сумішевий А-95 Е40 з вмістом біоетанолу 36% за об'ємом, тобто цей бензин практично є бензоспиртовою сумішшю. Станом на 2016-2020 роки цей бензин широко реалізується у мережі вітчизняних АЗС.

Використанню добавки біоетанолу до бензину присвячено досить багато робіт як у нашій країні, так і за кордоном. В більшості досліджень, найбільш наближених за характером до даної роботи, обмежувалися добавкою 20% біоетанолу до бензину для автомобілів без додаткових змін у конструкції. Опираючись на статистичні дані (щорічні статистичні збірники, форми звітності державної автомобільної інспекції) в структурі автомобільного парку України досить малий відсоток адаптованих автомобілів, що можуть працювати на бензині з високим вмістом спиртових сполук без суттєвих змін техніко-експлуатаційних показників, також не слід виключати велику частку військової техніки по всій країні і частку легкових автомобілів, обладнаних карбюраторними двигунами [86].

Отже, враховуючи вище зазначені факти, дослідження впливу великих добавок біоетанолу до бензину як на двигунах, обладнаних карбюраторною системою живлення, так і на двигунах з системою впорскування та зворотним зв'язком досить актуальне.

За результатами теоретичних досліджень встановлено відмінності між товарним бензином А-95 та біоетанолом, що є основним компонентом

спиртових сполук у бензині сумішевому А-95Е40, які впливають на основні показники роботи двигуна.

Опираючись на дані теоретичних досліджень сплановано та проведено два трифакторних експерименти для двигунів з різними системами живлення в широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів роботи двигуна, два двофакторних для режимів холостого ходу і додатково навантажувальні характеристики для карбюраторного двигуна при різних налаштуваннях головної дозуючої системи. Результатом експериментальних досліджень є залежності зміни показників роботи двигунів від вмісту біоетанолу в бензині для двигунів з системою впорскування і зворотним зв'язком і карбюраторною системою живлення.

Отримані залежності дозволили уточнити існуючу модель руху автомобіля за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу за роботи на бензині А-95 і сумішевому бензині А-95Е40 для автомобіля з системою впорскування і автомобіля з карбюраторною системою живлення.

Для перевірки адекватності уточненої моделі проведено стендові дослідження автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» на бігових барабанах за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу.

За результатами дисертаційної роботи встановлено наступне.

1. Теоретичними дослідженнями встановлено відмінності спиртових сполук, зокрема біоетанолу, від бензину, які є причиною зміни показників роботи двигуна при переході на бензин з високим вмістом біоетанолу. Визначено залежності зміни основних фізико-хімічних властивостей сумішевого бензину від вмісту біоетанолу.

2. Експериментальними дослідженнями встановлено, що при великих добавках спиртових сполук до бензину (до 36%) двигун з карбюраторною системою живлення в режимах вище середніх навантажень працює нестабільно, енергетичні показники його різко знижуються. 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.

3. Розроблена методика розрахунку розмірів дозуючих органів карбюратора при використанні бензинів з великою добавкою спиртових сполук, яка базується на використанні поправочного коефіцієнта, що являє собою відношення кінематичної в'язкості бензину і бензоспиртової суміші для визначення площі отвору головного паливного жиклера. Отримані залежності визначення цих розмірів. Визначені розміри дозуючих органів конкретного карбюратора.

4. Експериментальними дослідженнями доведено, що при використанні визначених за розробленою методикою розмірів дозуючих органів (головного паливного жиклера) забезпечена стабільна робота карбюраторного двигуна на бензині з добавкою спиртових сполук до 36% у всіх навантажувальних і швидкісних режимах.

5. Експериментальними дослідженнями встановлено, що при переведенні карбюраторного двигуна легкового автомобіля з живлення бензином без спиртових сполук на бензоспиртову суміш з вмістом спиртових сполук близько 36% збільшення витрати палива автомобілем в міському режимі руху складає близько 19,2%, в заміському режимі руху близько 16,4%. Якщо оцінювати витрату палива в енергетичних одиницях, різниця показників між бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю значно менша. В міському режимі збільшення складає 7,6%, в заміському режимі різниця складає 5,5%.

6. Переведення карбюраторного двигуна легкового автомобіля на живлення бензином з великим вмістом спиртових сполук дозволяє значно зменшити викиди основних шкідливих речовин. В проведених експериментальних дослідженнях автомобіля ЗАЗ – 1102 «Таврія» в його русі за Модернізованим Європейським їздовим циклом отримали за роботи на

бензині А-95 викиди CO – 4,7 г/км, HC – 1,6 г/км, NMHC – 1,57 г/км, NO_x – 1,48 г/км, за роботи на бензоспиртовій суміші з 36% спиртів показники відповідно складають: викиди CO – 2,05 г/км, HC – 2,0 г/км, NMHC – 1,98 г/км, NO_x – 0,63 г/км. Викиди CO₂ практично однакові для обох палив. В цих дослідженнях встановили, що для поліпшення показників карбюраторного двигуна в несталих режимах, зокрема зменшення викидів вуглеводнів з відпрацьованими газами, за роботи на бензоспиртовій суміші доцільно збільшити продуктивність прискорювального насоса.

7. Проведені з використанням планування трифакторного експерименту випробування двигуна VW BBY, показали, що при великих добавках спиртових сполук до бензину (до 36%) двигун з системою впорскування та зворотним зв'язком працює стабільно в усіх можливих навантажувальних і швидкісних режимах. Це свідчить про адаптацію системи управління двигуна, таким чином система при використанні бензоспиртових сумішей за рахунок збільшення циклової подачі палива забезпечує стабільну роботу двигуна.

8. Перевірили адекватність математичної моделі руху легкового автомобіля за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу з врахуванням особливостей підтримання режимів в процесі стендових випробувань автомобіля та використанням характеристик двигунів з різними системами живлення за роботи на різних паливах. Адекватність підтвердили експериментальними дослідженнями автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» Витрата бензину під час випробувань відрізняється від значення розрахунково отриманої витрати на 6,0 %, різниця витрати бензоспиртової суміші між експериментальною та розрахунковою величиною складає 7,41%.

9. Розрахунками на математичній моделі встановлено, що при переведенні сучасного бензинового двигуна з системою впорскування і зворотним зв'язком з бензину А-95 на бензоспиртову суміш з вмістом спиртових сполук близько 36% можна очікувати збільшення витрати палива легковим автомобілем на 8 – 9 % , Ця величина менша від відносної різниці між нижчою теплотою згорання бензину без спиртових сполук та бензоспиртової суміші з вмістом спиртових

сполук близько 36% (15-16%) . Пояснюється це збідненням паливо-повітряної суміші, про що свідчить зростання викидів з відпрацьованими газами вуглеводнів на 18 – 19 % і оксидів азоту близько 2,7 рази, зменшення викидів оксиду вуглецю на 5 – 6 %, зменшення викидів вуглекислого газу на 4 – 5 %. Одним з можливих шляхів зменшення викидів оксидів азоту є налаштування електронної системи управління на збагачення паливо-повітряної суміші, хоча при цьому можливе незначне погіршення паливної економічності за роботи на бензині без спиртових сполук. Таке налаштування системи доцільне, якщо як основне паливо використовують бензоспиртову суміш.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Встановлено, що при переведенні карбюраторного двигуна легкового автомобіля з живлення бензином без спиртових сполук на бензоспиртову суміш з вмістом спиртових сполук, зокрема біоетанолу, близько 36% однією з основних причин збіднення паливо-повітряної суміші, крім меншої теоретично необхідної кількості повітря для згорання одиниці маси палива, є зменшення кількості палива, що проходить через дозуючі органи карбюратора в результаті вищої кінематичної в'язкості біоетанолу в порівнянні з бензином.

2. Розроблена методика визначення доцільних розмірів дозуючих органів карбюратора при використанні бензоспиртових сумішей для забезпечення стабільної роботи двигуна в широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів введенням в вираз для визначення складу паливо-повітряної суміші поправочного коефіцієнта, який являє собою відношення коефіцієнтів кінематичної в'язкості бензину і бензоспиртової суміші.

3. Встановлено, що двигуни з системами впорскування бензину і зворотним зв'язком стабільно працюють в усіх режимах при використанні бензоспиртових сумішей з вмістом спиртових сполук до 36%, які широко використовують в експлуатації.

4. Встановлено, що при використанні бензоспиртових сумішей в двигунах з системами впорскування бензину і зворотним зв'язком можливе незначне збіднення паливо-повітряної суміші, що призводить до зростання викидів з

відпрацьованими газами оксидів азоту і вуглеводнів. Одним з можливих шляхів зменшення викидів оксидів азоту є налаштування електронної системи управління на збагачення паливо-повітряної суміші, хоча при цьому можливе незначне погіршення паливної економічності за роботи на бензині без спиртових сполук. Таке налаштування системи доцільне, якщо як основне паливо використовують бензоспиртову суміш.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Рекомендації по визначенню доцільних розмірів дозуючих органів карбюратора при використанні бензоспиртових сумішей для забезпечення стабільної роботи карбюраторного двигуна.

2. Екологічні показники бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи на бензоспиртових сумішах з різним вмістом спиртових сполук.

3. Показники паливної економічності бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи на бензоспиртових сумішах з різним вмістом спиртових сполук.

4. Екологічні показники та показники паливної економічності легкового автомобіля з карбюраторним двигуном за роботи на бензині та бензоспиртових сумішах.

5. Екологічні показники та показники паливної економічності легкового автомобіля з сучасним двигуном з системою впорскування бензину і зворотним зв'язком за роботи на бензині та бензоспиртових сумішах.

6. Уточнена математична модель руху легкового автомобіля з бензиновими двигунами з різними системами живлення за роботи на бензині без добавок та з добавкою до 36% спиртових сполук в русі за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу.

7. Результати експериментальних випробувань легкового автомобіля за роботи на паливах різного складу в русі за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу.

8. Впровадження результатів дослідження: Департамент транспортної інфраструктури виконавчого органу Київської міської ради (Київська міська державна адміністрація), а також у навчальному процесі Національного транспортного університету (м. Київ) при підготовці курсу «Альтернативні палива».

Ключові слова: Сумішевий бензин, біоетанол, спиртові сполуки, збіднення паливо-повітряної суміші, регулювання головної дозуючої системи, екологічні показники, паливна економічність, бензиновий двигун, карбюратор, система впорскування, зворотний зв'язок.

Список публікацій здобувача.

Публікації в наукових фахових виданнях України.

1. 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.

2. 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.

3. 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.

4. 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.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.

5. 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, C. 101-107.

6. 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, C. 89-95.*

Публікації апробаційного характеру.

7. Овчинніков Д.В. Необхідність підвищення теплового стану двигуна при використанні бензину з добавкою біоетанолу. *Матеріали LXXIII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2017. С. 43.*

8. Овчинніков Д.В., Ричок С.О. Особливості роботи двигуна на бензині з добавкою біоетанолу. *Матеріали LXXIV наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2018. С. 39.*

9. Добровольський О.С., Овчинніков Д.В., Ступак Н.С. Возможность расширения топливной базы автомобильного транспорта. *Наука – образованию, производству, экономике: материалы 16-й Международной научно-технической конференции. Минск: БНТУ, 2018. –Т. 2. С. 71.*

10. Гутаревич Ю.Ф., Шуба Є.В., Овчинніков Д.В. Вплив величини добавки спиртових сполук до бензину на показники роботи бензинового двигуна. *Міжнародна науково-практична конференція "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту". Україна, м. Харків 16-19 жовтня 2018р. С. 224-225.*

11. Овчинніков Д.В. Вплив величини добавки біоетанолу до бензину на показники роботи бензинового двигуна. *Ювілейна LXXV наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2019. С. 41.*

12. Овчинніков Д.В. Вплив складу сумішевого бензину на енергетичні показники та паливну економічність автомобілів з різними системами живлення двигуна. *Матеріали LXXVI наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету*. К.: НТУ, 2020. С. 40.

ABSTRACT

Ovchynnikov D. V. Improving the performance of modern gasoline engines by rational use of bioethanol additives to gasoline. - Qualification scientific work on the rights of a manuscript.

Dissertation for the degree of Phd in specialty: 142 – "Energy engineering". - National Transport University, Kyiv, 2021.

Recently, mixed gasoline A-95 E40 with a bioethanol content of 40% by volume has become widely used among alternative fuels on the Ukrainian market. As of 2016-2020, it is widely sold in the network of domestic gas stations.

Quite a lot of works has been devoted to the use of bioethanol additives to gasoline both in our country and abroad. Most studies, closest in nature to this work, were limited to adding 20% bioethanol to gasoline for cars without additional design changes. Based on statistical data (annual statistical collections, reporting forms of the State automobile inspectorate) in the structure of the fleet is a fairly small percentage of adapted cars that can run on gasoline with a high content of alcohol compounds without significant changes in technical and operational indicators, and a large share of military equipment throughout the country and the share of passenger cars of outdated design equipped with a carburetor power system should not be excluded [86].

So, taking into account the above facts, the research of the effect of large bioethanol additives to gasoline both on cars of outdated design equipped with a carburetor power supply system, and on cars with an injection system and feedback is quite relevant.

According to the results of theoretical research, differences were have shown between commercial gasoline A-95 and bioethanol, which is the main component of alcohol compounds in mixed gasoline A-95E40, which affect the main performance of the engine.

Based on the data of theoretical research, two three-factor experiments were planned and conducted for engines with different power supply systems in a wide range of engine operation, two two-factor experiments for idling modes, and

additionally load characteristics for the carburetor engine at different settings of the main metering system. The result of experimental research is the dependence of changes in engine performance on the bioethanol content in gasoline for the injection system and feedback and carburetor power supply system.

The obtained dependencies made it possible to clarify the existing model of car movement according to the modes of the New European Driving Cycle for working on A-95 gasoline and A-95E40 mixed gasoline for a car with an injection system and a car with a carburetor power system.

To check the adequacy of the updated model, bench studies of the ZAZ-1102 “Tavria” car on running drums were conducted according to the modes of the New European Driving Cycle.

Based on the results of the dissertation work, the following was have shown.

1. Theoretical research have shown differences between alcohol compounds and gasoline, which cause changes in engine performance when switching to gasoline with a high bioethanol content. The dependences of changes in the basic physical and chemical properties of gasoline on the content of bioethanol are determined.

2. Experimental research have shown that with large additives of alcohol compounds to gasoline (up to 36%), the engine with a carburetor feed system in modes above average loads is unstable, its energy performance decreases sharply. It is established that the reasons for significant depletion of fuel-air mixture in the carburetor engine when using large additives of bioethanol to gasoline in addition to reducing the theoretically required amount of air to burn a unit amount of fuel with a slight increase in fuel density is a decrease in fuel entering the engine. in particular through the main fuel jet, as a result of the higher kinematic viscosity of bioethanol compared to gasoline.

3. A method has been developed to calculate the size of the carburetor dosing bodies when using gasoline with a large addition of alcohol compounds, which is based on the use of a correction factor, which is the ratio of kinematic viscosity of gasoline and gasoline mixture to determine the hole area of the main fuel jet.

Dependences of definition of these sizes are received. The sizes of dosing bodies of the concrete carburettor are defined.

4. Experimental research have shown that when using the dimensions of the dosing bodies (main fuel nozzle) determined by the developed method, stable operation of the carburetor engine on gasoline with the addition of alcohol compounds up to 36% in all loading and speed modes was ensured. When using gasoline without alcohol compounds, the consumption of such gasoline increases in comparison with the operation of the engine with a regular nozzle.

5. Experimental research have shown that when converting the carburetor engine of a car powered by gasoline without alcohol compounds to a benzo-alcohol mixture with an alcohol content of about 36%, the increase in fuel consumption by the car in urban mode is about 19,2%, in suburban mode about 16,4%. If we estimate the fuel consumption in energy units, the difference between the gasoline A-95 and gasoline-alcohol mixture is much smaller. In the city mode the increase is 7,6%, in the country mode the difference is 5,5%.

6. Switching the carburetor engine of a light duty vehicle to gasoline with a high content of alcohol can significantly reduce emissions of major harmful substances. In the conducted experimental researches of the Tavria car in its movement on the Modernized European driving cycle received for works on A-95 gasoline emissions of CO - 4,7 g/km, HC - 1,6 g / km, NMHC - 1,57 g/km, NOx - 1,48 g/km, for work on a gasoline-alcohol mixture with 36% of alcohols, respectively, the indicators are: CO emissions - 2,05 g/km, HC - 2,0 g / km, NMHC - 1,98 g / km, NOx - 0,63 g/km. CO₂ emissions are almost the same for both fuels. In these studies, it was found that to improve the performance of the carburetor engine in volatile modes, in particular to reduce emissions of hydrocarbons with exhaust gases, when working on a gasoline-alcohol mixture, it is advisable to increase the performance of the accelerator pump.

7. Tests of the VW BBY engine were performed using the planning of a three-factor experiment, which showed that with large additives of alcohol compounds to gasoline (up to 36%) the engine with injection system and feedback works stably in

all possible load and speed modes. This indicates the adaptation of the engine control system, so the system when using gasoline-alcohol mixtures by increasing the cyclic fuel supply ensures stable operation of the engine.

8. The adequacy of the mathematical model of light duty vehicle movement according to the modes of the Modernized European driving cycle is checked, taking into account the peculiarities of maintaining the modes in the process of bench tests of the car and using the characteristics of engines with different power systems for work on different fuels. Adequacy was confirmed by experimental studies of the car ZAZ-1102 "Tavria" Consumption of gasoline during the tests differs from the value of the calculated consumption by 6,0%, the difference in consumption of petrol-alcohol mixture between the experimental and the calculated value is 7,41 %.

9. Calculations on the mathematical model show that when converting a modern gasoline engine with injection system and feedback from gasoline A-95 to a gasoline-alcohol mixture with an alcohol content of about 36%, you can expect an increase in fuel consumption by car by 8 - 9%, This value less than the relative difference between the lower heat of combustion of gasoline without alcohol compounds and gasoline-alcohol mixture with an alcohol content of about 36% (15-16%). This is due to the depletion of the fuel-air mixture, as evidenced by an increase in emissions from exhaust gases of hydrocarbons by 18 - 19% and nitrogen oxides about 2,7 times, a decrease in carbon monoxide emissions by 5 - 6%, a reduction in carbon dioxide emissions by 4 - 5% . One of the possible ways to reduce emissions of nitrogen oxides is to adjust the electronic control system to enrich the fuel-air mixture, although there may be a slight deterioration in fuel economy for work on gasoline without alcohol. This setting of the system is appropriate if the main fuel used is a gasoline-alcohol mixture.

Scientific novelty of the results obtained.

1. It is established that when converting the carburetor engine of a car from gasoline supply without alcohol compounds to a gasoline-alcohol mixture containing alcohol compounds, in particular bioethanol, about 36% is one of the main causes of fuel-air mixture depletion, except for less theoretically required amount of air. , there

is a reduction in the amount of fuel passing through the dosing bodies of the carburetor as a result of higher kinematic viscosity of bioethanol compared to gasoline.

2. A method for determining the appropriate size of the dosing bodies of the carburetor when using gasoline-alcohol mixtures to ensure stable operation of the engine in a wide range load and speed modes by entering in the expression to determine the composition of the fuel-air mixture correction factor, which is the ratio of the coefficients of kinematic viscosity of gasoline and gasoline-alcohol mixture.

3. It has been established that engines with gasoline injection systems and feedback work stably in all modes when using gasoline-alcohol mixtures with an alcohol content of up to 36%, which are widely used in exploitation.

4. It is established that when using gasoline-alcohol mixtures in engines with gasoline injection systems and feedback, a slight depletion of the fuel-air mixture is possible, which leads to an increase in emissions from exhaust gases of nitrogen oxides and hydrocarbons. One of the possible ways to reduce emissions of nitrogen oxides is to adjust the electronic control system to enrich the fuel-air mixture, although there may be a slight deterioration in fuel economy for work on gasoline without alcohol. This setting of the system is appropriate if the main fuel used is a gasoline-alcohol mixture.

The practical significance of the obtained results.

1. Recommendations for determining the appropriate size of the dosing bodies of the carburetor when using gasoline-alcohol mixtures to ensure stable operation of the carburetor engine.

2. Environmental performance of gasoline engines with different power supply systems for work on gasoline-alcohol mixtures with different content of alcohol compounds.

3. Fuel efficiency indicators of gasoline engines with different power supply systems for work on gasoline-alcohol mixtures with different content of alcohol compounds.

4. Ecological indicators and indicators of fuel economy of a car with a carburetor engine for work on gasoline and gasoline-alcohol mixtures.

5. Environmental and fuel efficiency indicators of a car with a modern engine with a gasoline injection system and feedback for work on gasoline and gasoline-alcohol mixtures.

6. The mathematical model of movement of a car with gasoline engines with different power supply systems for work on gasoline without additives and with the addition of up to 36% of alcohol compounds in motion according to the modes of the New European Driving Cycle.

7. Results of experimental tests of a car for work on fuels of different composition in motion according to the modes of the New European Driving Cycle.

8. Implementation of research results: Department of Transport Infrastructure of the executive body of the Kyiv City Council (Kyiv City State Administration), as well as in the educational process of the National Transport University (Kyiv) in the preparation of the course "Alternative Fuels".

Keywords: Mixed gasoline, bioethanol, alcohol compounds, fuel-air mixture impoverishment, main dosing system regulation, environmental performance, fuel economy, gasoline engine, carburetor, injection system, feedback.

List of the applicant publications.

Publications in scientific journals of Ukraine.

1. Ovchynnikov D.V. Bioethanol as a motor fuel: advantages and disadvantages. *Visnyk National Transport University. Series "Technical sciences". Scientific and Technical Collection*. Kyiv. National Transport University, 2017, Issue 1 (37). pp.300 – 307.

2. Ovchynnikov D.V. Influence of the composition of mixed gasoline on energy indicators and fuel efficiency of cars with different engine power systems. *Modern technologies in Mechanical Engineering and transport. Scientific journal*. - Lutsk: Lutsk NTU, 2019.– №2(13). P.131 – 138.

3. Gutarevych Y.F., Shuba Y.V., Ovchynnikov D.V. Effect of the value of the addition of alcohol compounds to gasoline on the performance of the carburetor

engine. *Visnyk National Transport University. Series "Technical sciences". Scientific and Technical Collection*. Kyiv. National Transport University., 2018, issue 42, pp. 19-28.

4. Dobrovolskyi O.S., Karev S.V., Stupak N.S., Ovchynnikov D.V., Rychok S.O. Influence of alcohol content in gasoline on the fuel efficiency of a modern engine. Scientific journal "Scientific notes of the V. I. Vernadsky Tauride National University". Series: Technical Sciences. Volume 29 (68) No. 2, 2018, Pp. 299-305.

Publications in scientific periodicals of foreign countries.

5. Ovchynnikov D.V., Rychok S. O. Influence of the amount of alcohol compounds added to gasoline on the fuel efficiency of a carburetor engine. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2018. Nr.14, P. 101-107.

6. Ovchynnikov D.V., Gutarevych S.Y. features of operation of engines with spark ignition with various additives of alcohol compounds to gasoline. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2019. Nr.17, p. 89-95.

Publications of an approbation nature.

7. Ovchynnikov D.V. The need to increase the thermal state of the engine when using gasoline with the addition of bioethanol. Materials of the LXXIII scientific conference of teaching staff, postgraduates, students and employees of separate structural divisions of the University. Kyiv: NTU publ., 2017, p. 43.

8. Ovchynnikov D. V., Rychok S.O. features of engine operation on gasoline with bioethanol additive. Materials of the LXXIV scientific conference of teaching staff, postgraduates, students and employees of separate structural divisions of the University. Kyiv: NTU publ., 2018, p. 39.

9. Dobrovolskyi O.S., Ovchynnikov D.V., Stupak N.S. possibility of expanding the fuel base of automobile transport. Science-Education, production, economics: materials of the 16th International Scientific and technical conference. Minsk: BNTU publ., 2018, Vol. 2, p.71.

10. Gutarevych Y.F., Shuba Y.V., Ovchynnikov D.V. influence of the amount of alcohol compounds added to gasoline on the performance of a gasoline engine. International scientific and practical conference "the latest technologies for the development of road transport". Ukraine, Kharkiv October 16-19, 2018 pp. 224-225.

11.Ovchynnikov D. V. influence of the value of bioethanol additive to gasoline on the performance of a gasoline engine. Anniversary LXXV scientific conference of teaching staff, postgraduates, students and employees of separate structural divisions of the University. Kyiv: NTU PUBL., 2019, Vol. 2, p. 41.

12.Ovchynnikov D. V. influence of the composition of mixed gasoline on energy indicators and fuel efficiency of cars with different engine power systems. Materials of the LXXVI scientific conference of teaching staff, postgraduates, students and employees of separate structural divisions of the University. Kyiv: NTU publ., 2020, p. 40.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	22
ВСТУП.....	23
РОЗДІЛ 1 ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛИВ ДЛЯ ЖИВЛЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ДВИГУНІВ.....	30
1.1 Аналіз можливих моторних палив та добавок до традиційних.....	30
1.2 Спиртові сполуки як одне з перспективних моторних палив...	37
1.3 Аналіз досліджень по використанню спиртових сполук як складових суміші з паливами нафтового походження.....	40
1.4 Висновки до розділу 1.....	48
РОЗДІЛ 2 ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ. ПОПЕРЕДНІ ТЕОРЕТИЧНІ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	49
2.1 Розробка структурної схеми методики проведення досліджень.....	49
2.2 Розрахункове дослідження впливу величини добавки спиртових сполук до бензину на характеристики бензоспиртової суміші.....	53
2.3 Вплив складу бензину на склад паливо-повітряної суміші двигуна з карбюраторною системою живлення.....	57
2.4 Результати попередніх розрахункових і експериментальних досліджень використання добавок спиртових сполук до бензину в карбюраторних двигунах. Методика визначення доцільних змін в головній дозуючій системі карбюратора....	60
2.5 Висновки до розділу 2.....	72
РОЗДІЛ 3 УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ЗА РЕЖИМАМИ ЇЗДОВОГО ЦИКЛУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИН ДОБАВКИ СПИРТОВИХ СПОЛУК ДО БЕНЗИНУ НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ АВТОМОБІЛЯ.....	75
3.1 Вибір їздового циклу для теоретичного і експериментального дослідження.....	75

3.2	Математичні моделі двигуна як джерела енергії, споживача палива, повітря та забруднювача навколишнього середовища.....	80
3.2.1	Математична модель двигуна в навантажувальних режимах.....	81
3.2.2	Математична модель двигуна в режимах холостого ходу.....	82
3.3	Основні рівняння уточненої математичної моделі.....	82
3.3.1	Робота двигуна в режимі холостого ходу при мінімальній частоті обертання колінчастого вала.....	83
3.3.2	Розгін двигуна в режимі холостого ходу.....	84
3.3.3	Розгін автомобіля з місця на першій передачі з пробуксовуванням зчеплення.....	84
3.3.4	Розгін автомобіля з постійним прискоренням при заблокованому зчепленні.....	88
3.3.5	Рух автомобіля з постійною швидкістю.....	89
3.3.6	Сповільнення автомобіля при заблокованому зчепленні (примусовий холостий хід).....	89
3.3.7	Сповільнення двигуна при відключеному зчепленні.....	91
3.3.8	Перемикання передач з нижчої на вищу, з вищої на нижчу....	92
3.4	Висновки до розділу 3.....	95
РОЗДІЛ 4	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ І АВТОМОБІЛІВ ЗА РОБОТИ НА БЕНЗОСПИРТОВИХ СУМІШАХ.....	96
4.1	Мета і задачі експериментальних досліджень.....	96
4.2	Програма та методика експериментальних досліджень.....	97
4.3	Об'єкти експериментальних досліджень.....	98
4.4	Методика проведення експериментальних досліджень.....	102
4.5	Прилади і обладнання.....	108
4.6	Результати стендових випробувань двигунів.....	116
4.6.1	Результати випробування двигуна MeM3-245.....	116
4.6.2	Результати випробування двигуна VW BBU.....	128
4.7	Висновки до розділу 4.....	133

РОЗДІЛ 5	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ	I
	РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ДВИГУНІВ І	
	АВТОМОБІЛІВ З РІЗНИМИ СИСТЕМАМИ ЖИВЛЕННЯ НА	
	БЕНЗОСПИРТОВИХ СУМІШАХ.....	135
5.1	Математичні моделі двигунів з різними системами живлення як споживачів палива та джерел шкідливих викидів за роботи на бензоспиртових сумішах з різною за величиною добавкою спиртових сполук.....	135
5.2	Перевірка адекватності математичних моделей двигунів МеМЗ-245 і VW BBY за роботи на бензині і бензоспиртових сумішах.....	138
5.3	Аналіз результатів експериментальних досліджень двигунів за роботи на бензині і бензоспиртових сумішах.....	141
5.4	Результати експериментальних досліджень автомобіля ЗАЗ-1102 з бензиновим карбюраторним двигуном МеМЗ-245 при використанні бензинів з різним вмістом спиртових сполук. Перевірка адекватності математичної моделі.....	146
5.5	Результати досліджень на математичній моделі показників автомобіля з бензиновим двигуном з системою впорскування і зворотним зв'язком.....	154
5.6	Висновки до розділу 5.....	157
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	159
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	163
	Додаток А.....	175
	Додаток Б.....	178
	Додаток В.....	183
	Додаток Г.....	185
	Додаток Д.....	189
	Додаток Е.....	191
	Додаток Ж.....	198
	Додаток З.....	200
	Додаток І.....	201

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ВГ – відпрацьовані гази

ВКВЗ – встановлювальний кут випередження запалювання

ВКД – високооктанова кисневмісна добавка

ВМТ – верхня мертва точка

град. п.к.в. – градус повороту колінчастого вала

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання

ЕПХХ – економайзер примусового холостого ходу

ЕТБЕ – етил-третбутиловий ефір

ЗР – забруднюючі речовини

к.к.д. – коефіцієнт корисної дії

млн⁻¹ – частинки на мільйон

МТБЕ – метил-третбутиловий ефір

НТУ – Національний транспортний університет

ОЧ – октанове число

ШР – шкідливі речовини

СО – оксид вуглецю

СО₂ – діоксид вуглецю

С_мН_п – вуглеводні

NO_x – оксиди азоту

α – коефіцієнт надміру повітря

ε – ступінь стискання двигуна

ВСТУП

Актуальність теми. Автомобільний транспорт України є найбільшим споживачем світлих нафтопродуктів, більшу частину яких імпортують. Зміна цін на паливо відображається на кінцевій вартості товарів та послуг. Основними джерелами енергії на транспортних засобах є двигуни внутрішнього згорання - двигуни з іскровим запалюванням та дизелі. В останні роки спостерігається тенденція збільшення частки легкових автомобілів обладнаних двигунами з іскровим запалюванням в порівнянні з дизелями. Це пояснюється вдосконаленням конструкції цих двигунів і, як наслідок, збільшенням питомої потужності та зменшенням питомої витрати палива, а також більш ліпшими екологічними показниками. Зважаючи на постійне збільшення кількості автомобілів, зокрема легкових, однією з гострих проблем є розширення їх паливної бази. Основним видом пального двигунів легкових автомобілів є бензин. Зважаючи на вичерпність запасів нафти та екологічну проблему одним з можливих рішень розширення паливної бази є використання палив з відновлюваних джерел енергії. До таких палив відносять біопаливо, основою для виробництва якого є відходи харчової, сільськогосподарської або деревообробної промисловості. Найближчими замінниками звичного бензину є спиртові палива, зокрема біоетанол. Біоетанол можна використовувати як основне паливо, так і в якості добавки до бензину. При використанні біоетанолу як основного палива необхідно вносити зміни до конструкції двигуна. Найбільш доступним шляхом використання біоетанолу є добавка його до бензину. Розміри добавки біоетанолу до бензину безперервно збільшуються, в даний час на автозаправних станціях України доступний сумішевий бензин з добавкою спиртових сполук, (до 40%) основою яких є біоетанол, тобто такий бензин являє собою бензоспиртову суміш. Ефективне використання таких бензинів можливе не для всіх двигунів, які використовуються в експлуатації і обладнані різними системами живлення. Тому, визначення шляхів

раціонального використання таких бензинів є актуальною науково – технічною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана згідно плану наукових робіт Національного транспортного університету: на 2017-2018 роки за темою «Поліпшення показників транспортних засобів удосконаленням систем двигунів та застосуванням альтернативних палив», державна реєстрація № 0116U007533, інвентарні № 0218U002039 та № 0719U000045, на 2019 рік за темою «Зниження витрати палива і шкідливих викидів двигунами дорожніх транспортних засобів оптимізацією конструктивних і експлуатаційних факторів» державна реєстрація № 0119U100692.

Мета дослідження. Визначення шляхів раціонального використання бензоспиртових сумішей для живлення бензинових двигунів з карбюраторними системами і сучасними системами впорскування з зворотним зв'язком та нейтралізатором у системі випуску.

Для досягнення мети в роботі вирішували наступні **завдання**:

- 1) аналіз проведених досліджень по використанню спиртових сполук як добавки до бензинів;
- 2) розрахункове дослідження впливу великих добавок біоетанолу до бензину на показники роботи бензинових двигунів з різними системами живлення;
- 3) проведення стендових експериментальних досліджень бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи на бензинах з великими добавками спиртових сполук, в основному біоетанолу (до 36%) ;
- 4) визначення математичних моделей показників роботи бензинових двигунів з різними системами живлення при різних за вмістом добавках спиртових сполук до бензину на основі результатів стендових експериментальних досліджень;
- 5) уточнення математичної моделі руху легкового автомобіля за режимами їздового циклу, яка дозволяє визначити вплив добавок спиртових

сполук до бензину на показники роботи автомобіля з двигунами з різними системами живлення;

6) проведення стендових досліджень автомобіля в режимах руху за їздовим циклом за роботи двигуна на бензині та бензині з добавками спиртових сполук;

7) перевірка адекватності математичної моделі та проведення розрахункових досліджень по впливу спиртових сполук на показники роботи автомобілів, на яких встановлені двигуни з різними системами живлення;

8) розробка рекомендацій по раціональному використанню бензинів з великими добавками спиртових сполук в двигунах з різними системами живлення.

Об'єкт дослідження: Вплив величини добавки спиртових сполук до бензину на показники роботи бензинових двигунів і легкових автомобілів з різними системами живлення.

Предмет дослідження: Показники паливної економічності, екологічні та енергетичні показники двигунів і легкових автомобілів з різними системами живлення за роботи на бензинах з різними за величиною добавками спиртових сполук.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Встановлено, що при переведенні карбюраторного двигуна легкового автомобіля з живлення бензином без спиртових сполук на бензоспиртову суміш з вмістом спиртових сполук, зокрема біоетанолу, близько 36% однією з основних причин збіднення паливо-повітряної суміші, крім меншої теоретично необхідної кількості повітря для згорання одиниці маси палива, є зменшення кількості палива, що проходить через дозуючі органи карбюратора в результаті вищої кінематичної в'язкості біоетанолу в порівнянні з бензином.

2. Розроблена методика визначення доцільних розмірів дозуючих органів карбюратора при використанні бензоспиртових сумішей для забезпечення стабільної роботи двигуна в широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів введенням поправочного коефіцієнта як відношення

коефіцієнтів кінематичної в'язкості бензину і біоетанолу для корегування розмірів головного паливного жиклера карбюратора.

3. Встановлено, що двигуни з системами впорскування бензину і зворотним зв'язком стабільно працюють в усіх режимах при використанні бензоспиртових сумішей з вмістом спиртових сполук до 36%, які широко використовують в експлуатації.

Практичне значення одержаних результатів:

1. Рекомендації по визначенню доцільних розмірів дозуючих органів карбюратора при використанні бензоспиртових сумішей для забезпечення стабільної роботи карбюраторного двигуна.

2. Екологічні показники бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи на бензоспиртових сумішах з різним вмістом спиртових сполук.

3. Показники паливної економічності бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи на бензоспиртових сумішах з різним вмістом спиртових сполук.

4. Екологічні показники та показники паливної економічності легкового автомобіля з карбюраторним двигуном за роботи на бензині та бензоспиртових сумішах.

5. Екологічні показники та показники паливної економічності легкового автомобіля з сучасним двигуном з системою впорскування бензину і зворотним зв'язком за роботи на бензині та бензоспиртових сумішах.

6. Уточнена математична модель руху легкового автомобіля з бензиновими двигунами з різними системами живлення за роботи на бензині без добавок та з добавкою до 36% спиртових сполук в русі за режимами Європейського їздового циклу.

7. Результати експериментальних випробувань легкового автомобіля за роботи на паливах різного складу в русі за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу.

Методи дослідження.

Експериментальним методом досліджували:

- показники паливної економічності, вміст ШР у ВГ та енергетичні показники бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи на бензинах з різними за величиною добавками спиртових сполук в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів;
- показники роботи двигуна з карбюраторною системою живлення за роботи на бензинах з різними за величиною добавками спиртових сполук при різних регулюваннях карбюратора;
- показники роботи легкового автомобіля з двигуном з карбюраторною системою живлення за роботи на бензині без добавок та з добавкою 36% спиртових сполук в русі за режимами Європейського їздового циклу.

Розрахунковим методом визначали:

- показники, які характеризують фізико-хімічні властивості бензоспиртових сполук як моторного палива бензинових двигунів;
- масові викиди ШР двигунів з різними системами живлення за роботи на бензині без добавок та різними за величиною добавками спиртових сполук;
- розміри дозуючих органів карбюратора при використанні бензинів з різними за величиною добавками спиртових сполук;
- коефіцієнти поліноміальних моделей бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи на бензині без добавок та різними за величиною добавками спиртових сполук;
- показники легкового автомобіля з використанням математичної моделі в русі за режимами Європейського міського їздового циклу за роботи на бензинах з різними за величиною добавками спиртових сполук.

Особистий внесок здобувача:

1. Проведено розрахункові дослідження по впливу бензоспиртових сумішей з вмістом спиртових сполук до 36% на показники роботи двигунів з різними системами живлення і автомобілів з цими типами двигунів.
2. Розроблено методику визначення налаштувань головної дозуючої

системи карбюраторного двигуна при використанні бензоспиртових сумішей з вмістом спиртових сполук до 36%.

3. Уточнено математичну модель, що дозволяє проводити розрахункові дослідження впливу вмісту спиртових сполук у бензині на екологічні показники та показники паливної економічності автомобіля в русі за Модернізованим Європейським їздовим циклом.

4. Проведено стендові експериментальні дослідження двигунів з різними системами живлення екологічних, енергетичних показників та показників паливної економічності на бензинах з об'ємним вмістом спиртових сполук від 0 до 36%.

5. Проведено стендові дослідження легкового автомобіля за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу згідно правил ООН № 83 на моделюючому роликовому стенді для визначення екологічних показників та показників паливної економічності.

Апробація результатів дисертації.

Теоретичні, методичні та практичні положення дисертаційної роботи представлені у вигляді тез на LXXIII, LXXIV, LXXV, LXXVI всеукраїнських наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету, НТУ, 2017, 2018, 2019 і 2020 роки, м. Київ, та доповідей на 16-й міжнародній науково-технічній конференції «Наука – образованию, производству, экономике», БНТУ, 2018, м. Мінськ, а також на міжнародній науково-практичній конференції "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту". Україна, м. Харків 2018р.

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи опубліковано у 6 наукових працях, з яких 4 статей опублікованих у фахових виданнях України, з них дві – одноосібно, 2 статті в іноземному періодичному виданні, а також 6-ти тезах науково-технічних конференцій.

Структура й обсяг роботи. Робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації

становить 201 сторінка, включаючи 123 сторінок основного тексту, 26 таблиць, 72 рисунків, список використаних джерел зі 97 найменувань та 9 додатків.

РОЗДІЛ 1

ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛИВ ДЛЯ ЖИВЛЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ДВИГУНІВ

1.1 Аналіз можливих моторних палив та добавок до традиційних

Транспортний сектор України є найбільшим споживачем світлих нафтопродуктів, більшу частину яких імпортують. Підвищення цін на паливо відображається на кінцевій вартості товарів та послуг, що ставить під загрозу економіку країни. Основними джерелами енергії на транспортних засобах є двигуни внутрішнього згорання, двигуни з іскровим запалюванням та дизелі. Одним з напрямів зменшення залежності від імпортованих енергоносіїв є використання альтернативних видів палива.

Альтернативні види палива можна розділити за агрегатним станом, а саме: тверде, рідке та газове паливо, які є альтернативою відповідним традиційним видам палива і які виробляють (видобувають) з нетрадиційних джерел та видів енергетичної сировини. При цьому, нетрадиційними джерелами та видами енергетичної сировини є сировина рослинного походження, відходи, тверді горючі речовини, інші природні і штучні джерела та види енергетичної сировини, у тому числі нафтові, газові, газоконденсатні і нафтогазоконденсатні вичерпні, 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. Згідно [1] паливо можна вважати альтернативним якщо воно повністю виготовлено (видобуто) з нетрадиційних або поновлювальних джерел і видів енергетичної сировини (включаючи біомасу) або є сумішшю традиційного палива з альтернативним, вміст якого має відповідати технічним нормативам моторного палива виготовленого (видобутого) з нафтових, газових, нафтогазоконденсатних родовищ непромислового значення, вичерпних родовищ, з важких сортів нафти тощо і за

своїми ознаками відрізняться від вимог до традиційного виду палива. При цьому, нормативи екологічної безпеки і наслідки застосування альтернативних видів палива для довкілля і здоров'я людини повинні відповідати вимогам, встановленим чинним законодавством України для традиційних видів палива.

В якості заміни традиційному моторному паливу слід розглядати газоподібне та рідке альтернативне паливо.

Газоподібне альтернативне паливо поділяється на:

- 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 у будь-якому стані, одержаний під час переробки твердого палива (кам'яне та буре вугілля, горючі сланці, торф), природних бітумів, важкої нафти, нафтової сировини;
- газ, що міститься у водоносних пластах нафтогазових басейнів з аномально високим пластовим тиском, в інших підземних газонасичених водах, а також у газонасичених водоймах і болотах;
- газ, одержаний з природних газових гідратів, та підгідратний газ;
- біогаз, звалищний, генераторний газ у будь-якому стані, біоводень, інше газове паливо, одержане з біомаси;
- 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, супутній нафтовий газ, вільний газ метан, якщо вони одержані з газових, газоконденсатних та нафтових родовищ непромислового значення та вичерпаних родовищ і не належать до традиційних видів палива;
- водень.

Рідке альтернативне паливо поділяється на:

- горючі рідини, одержані під час переробки твердих видів палива (вугілля, торфу, сланців);
- спирти (біоетанол, біобутанол) та отримані на їхній основі синтетичні продукти, що можуть використовуватись як паливо або компоненти палива (добавки на основі біоетанолу та біобутанолу), олії, інші види рідкого палива з біомаси (у тому числі біодизель);
- 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.

Одним з перспективних замінників традиційним нафтовим паливам серед газоподібних альтернативних палив вважають природний газ [2-12], основним компонентом якого є метан. У порівнянні з бензином природний газ має значно більші межі запалювання паливо-повітряної суміші, що дозволяє двигуну стабільно працювати на збіднених паливо-повітряних сумішах. Октанове число природного газу в середньому більше 100 одиниць, це дає змогу збільшити ступінь стиснення двигуна і таким чином отримати більшу потужність на одиницю маси. Однак широкому розповсюдженню природного газу в якості замінника традиційним нафтовим паливам заважають відмінності його використання та зберігання. Енергоємність природного газу становить $32...34 \text{ МДж/м}^3$, враховуючи його густину $0,68...0,85 \text{ кг/м}^3$ це майже в тисячу раз менше ніж для бензину. Тому для збільшення запасу ходу транспортного засобу зберігати його необхідно у стисненому стані під тиском 200 кгс/см^2 у спеціальних товстостінних балонах. Внаслідок цього зменшуються вантажопідйомність транспортного засобу та інтервали заправок. Температура горіння природного газу значно більша ніж у бензину, для стехіометричної суміші становить 2000°C . Внаслідок високої температури горіння природного

газу випускні клапани двигуна знаходяться під більшим тепловим навантаженням у порівнянні з бензином.

Окрім природного газу широко застосовують нафтовий газ [2-12]. Це супутній продукт видобутку нафти. На даний момент його не можна назвати альтернативним паливом, оскільки його запаси напряму пов'язані з запасами викопних палив. Зберігати його можна у зрідженому стані при тиску значно меншому ніж для природного газу (16 кгс/см^2 проти 200 кгс/см^2) у значно легших балонах. Вантажопідйомність транспортного засобу при цьому збільшується.

Досить близьким за властивостями до природного газу є біогаз, який містить до 50..87% метану. Виробництво та видобуток його можливий з широкої сировинної бази, а саме: рослинної біомаси, сміттєзвалищ, стічних вод та відходів суб'єктів тваринництва [8, 13, 14]. Але склад біогазу нестабільний, та в ньому присутні компоненти, які викликають корозію деталей ДВЗ. Тому для більш широкого застосування біогазу в якості альтернативного моторного палива необхідно вдосконалити технології виробництва та очищення.

Окремо слід виділити застосування в якості альтернативного палива генераторного газу або синтез-газу [15-20]. Основною його відмінністю від вище названих є те, що установку для його отримання можна розмістити на борту транспортного засобу. В якості сировини може слугувати вугілля або деревина, що завантажується у спеціальний контейнер, та під дією високої температури та тиску виділяє газову суміш. Переважно газова суміш складається з CO та H_2 , в залежності від методу отримання їх пропорції можуть становити від 1:1 до 1:3 відповідно. Після отримання газ підлягає охолодженню і очищенню від водяної пари та подається в циліндри двигуна. Значного поширення автомобільні газогенераторні установки набули в часи Великої Вітчизняної війни, внаслідок нестачі палива нафтового походження.

Одним альтернативних палив майбутнього вважається водень [8-13, 21-25]. І не тільки через те, що він є екологічно чистим паливом, але й тому, що його використання в якості повноцінного заміни паливам нафтового

походження потребує технологічного прориву в аспекті його виробництва та зберігання. Інтерес до використання водню в якості моторного палива викликаний в першу чергу тим, що для його видобутку наявна велика сировинна база. Водень є найпоширенішим хімічним елементом, але відсутній у вільному стані. В промисловості основним процесом отримання водню є конверсія природного газу, за високого тиску та температури в присутності каталізаторів.

Також водень є побічним продуктом процесів коксування твердих видів палива та компонентом біогазу. Найбільша кількість водню знаходиться у воді, але вода це і є продукт горіння водню. Енергія затрачена на його отримання значно більша ніж та, що виділяється при його горінні. Зазвичай з води водень добувають методом електролізу (температура електричної дуги складає 2000°C). Енергоємність водню складає 120 МДж/кг, але теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг водню майже в три рази більша в порівнянні з паливами нафтового походження. Як наслідок нижча теплота згорання суміші водень-повітря нижче у порівнянні з паливами нафтового походження. Суміші водню з повітрям мають широкі межі спалахування, а в деяких випадках навіть вибухонебезпечні (1:3,72 за об'ємом).

Хоча водень і вважають найбільш екологічним видом палива, при згоранні якого утворюється вода і вуглекислий газ, але у атмосферному повітрі присутній азот, тому відпрацьовані гази містять NO_x .

На даний момент проблема зберігання водню на борту автомобіля – це одна із основних причин, що стримує його розповсюдження як моторного палива, зберігання водню може бути реалізоване декількома способами.

Перший – зберігання стисненого газоподібного водню у балонах та стаціонарних сховищах. На сьогодні, на борту автомобіля водень зберігається в балонах під тиском 35 МПа, що забезпечує пробіг автомобіля не більше 200 км.

Для збільшення пробігу в 2,5 рази необхідно підвищити тиск в балонах до 70 МПа, що досить складно. Крім того, щоб забезпечити належний рівень безпеки, балони повинні витримувати ударне навантаження, що в 2 рази вище

ніж тиск газу. Цей спосіб зберігання водню є самим дешевим, але не досить безпечним. Балони для зберігання водню досить важкі, для зберігання 1 кг водню потрібен балон вагою 35 кг.

Зберігання водню в криогенних контейнерах. У таких системах зберігання водень знаходиться у рідкому стані, знаходячись в інтервалі температур між точкою замерзання 17 К та точкою зрідження 20 К. Значною проблемою при зберіганні є випаровування водню. За добу випаровується близько 3% водню, внаслідок просочування водню крізь стінки контейнерів. Дана технологія зберігання водню більш безпечна, у порівнянні із зберіганням у балонах під тиском, але має значно більшу вартість, та досить складна.

Зберігання водню на борту автомобіля у хімічно зв'язаному стані - металогідридах. Спосіб заснований на властивості поглинання водню магнієвими, залізо-титановими, магнієво-нікелевими гідридами в умовах низької температури та омиванні водою, а також зворотному процесі – виділенні водню в умовах високої температури за рахунок нагрівання відпрацьованими газами .

Також можливе використання водню в паливних елементах як енергоносія для отримання електричної енергії. Паливні елементи можна використовувати замість звичайних акумуляторних батарей для електромобілів.

У найближчій перспективі, широкого використання даний вид палива набуде лише тоді, коли собівартість виробництва водню буде не більшою, ніж виробництво бензину та дизельного палива з нафти, та коли буде винайдено спосіб зберігання водню, що за рівнем безпеки та вартістю буде співставимий із зберіганням нафтових рідких палив.

Перспективними рідкими альтернативними паливами є олії, отримані із олійних рослин (ріпаку, соняшника, сої, льону) використовуються в дизелях [26 - 32]. З аналізу літературних джерел, в яких наводяться результати досліджень про використання олій як моторних палив, можна зробити висновок, що їх практичне застосування зводиться в першу чергу до використання ріпакової олії та продуктів її переробки. На сьогоднішньому етапі розвитку технології

виробництва біодизельного палива, найбільш перспективними є метилові ефіри жирних кислот. До цих ефірів відносять ріпако-метиловий (PME) і соє-метиловий ефір. PME – за своїми властивостями близький до дизельного палива і згідно з [31] може застосовуватися в дизельних двигунах без адаптації.

З цього приводу проводилися дослідження [32] результати яких свідчать про погіршення пускових властивостей не прогрітих ДВЗ, та наявність незначних відкладень на впускних клапанах. При використанні PME у порівнянні із звичайним дизельним паливом зростає концентрація оксидів азоту у відпрацьованих газах, та збільшується небезпечність розвитку мікрофлори у паливі, утворення перекисів і збільшується корозійний вплив води внаслідок гігроскопічності PME. Під час експлуатації транспортних засобів на PME спостерігали вихід з ладу окремих гумово-технічних та пластикових елементів системи живлення ДВЗ.

В [32] підкреслено, що у відповідності із стандартом EN-590:2004 допускається застосування не більше 5 % ефірів у складі ДП, призначеного для неадаптованих до біопалива дизельних двигунів (не адаптованих під використання палива з великою концентрацією біодизельного палива). Звідси можна зробити висновок, що для визначення впливу палива на роботу ДВЗ з вмістом біологічних добавок більше ніж 5 % потрібно проведення експериментальних досліджень – стендових та експлуатаційних випробувань ДВЗ. І по результатах встановлювати оптимальний вміст біодизельного палива для неадаптованих ДВЗ [32].

За кордоном біодизельне паливо маркується в залежності від вмісту біо-компонентів, а саме: В-20 (20 % біодизельного палива, 80 % дизельного палива), В-30 (30 % біодизельного палива, 70 % дизельного палива), В-100 (100% біодизельного палива). В таблицях 1 та 2 наведена орієнтовна кількість автомобілів, що експлуатуються на біодизельному паливі по країнах Європейського Союзу. Окрім олійних рослин (ріпаку, соняшника, сої, льону) сировиною для виробництва біодизельного палива можуть також виступати водорості. За оцінками компанії GreenStarProducts з одного акру (0,4 га) землі

можна отримати 181,7 літри соєвої олії, 530 літрів олії каноли, 37854 літрів біопалива з водоростей. Крім вирощування водоростей у відкритих водоймах існують технології по вирощуванню у малих біореакторах, що розташовані поблизу електростанцій. Тепло, що відводиться від електростанції здатне покрити до 77 % необхідного тепла, для вирощування водоростей [33].

1.2 Спиртові сполуки як одне з перспективних моторних палив

Основними спиртовими сполуками, що використовуються в якості альтернативного моторного палива або як добавка до традиційних нафтових палив є етанол та метанол. Питання використання спиртових сполук в якості моторного палива та добавок до бензину виникло разом з появою двигунів, йому присвячено багато наукових досліджень і свою актуальність воно не втратило і по сьогодні [33-60, 92].

Етанол отримують переважно з рослинної сировини, шляхом зброджування, а метанол – з природного газу, кам'яного вугілля та біомаси. Порівняльні характеристики спиртів і високоякісного бензину наведено у таблиці 1. Останнім часом досить широко використовуватися назва «біоетанол» до спиртів, що застосовуються в якості моторного палива або як добавок до бензину.

Біоетанол – це зневоднений етиловий спирт, вироблений із біологічної відновлюваної сировини. Він може бути вироблений із сировини, яка містить крохмаль або цукор шляхом бродіння, наприклад із зернових культур, картоплі, цукрового буряку або цукрової тростини. Також в якості сировини для його виробництва використовують продукти лісового господарства та деревооброблюваної промисловості.

Етанол може бути використаний як добавка до бензину, як самостійне паливо («E100») або в суміші з іншими спиртами (наприклад - метанолом).

Розповсюджені суміші етанолу з бензином маркуються: **E2, E5, E10, E15, E25, E40, E50 та E85**. Цифра, що стоїть після букви «E» визначає який відсоток

етанолу (за об'ємом) міститься у суміші етанолу зі звичайним бензином. Суміш **E40** складається з 40% зневодненого біоетанолу та 60% звичайного бензину.

Сумішеві палива з таким високим вмістом спиртових сполук доцільно називати бензоспиртовими.

Етанол як моторне паливо має деякі відмінності у порівнянні з бензином:

- більш високе октанове число (ОЧ), яке складає 99 од. за моторним методом;
- містить в своєму складі кисень, завдяки чому необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива менша ніж для бензину та становить (9,0 кг/кг);
- більш широкі межі запалювання паливо-повітряної суміші від електричної іскри: максимальне значення коефіцієнта надміру повітря при використанні 95% біоетанолу становить 1,7;
- менше значення нижчої теплоти згорання, що становить 25140-27000 кДж/кг;
- більша прихована теплота пароутворення, теоретичне зниження температури паливо-повітряної суміші при повному випаровуванні становить 98°C;
- гігроскопічність [35].

Таблиця 1.1 – Фізико-хімічні властивості бензину та спиртів

Параметр	Паливо		
	Бензин	Метанол	Етанол (95%)
Октанове число за моторним методом, од.	89*	98	99
Нижча теплота згорання, кДж/кг	43580	19700–22375	25140–27000
Теоретично необхідна кількість повітря, кг повітря/кг палива	14,8	6,46	9,0*
Енергія, що міститься в 1 л суміші при нормальній температурі, кДж/л	4,01	3,99	3,88
Теплота випаровування, кДж/кг	318,5	1165	1031
Відношення теплоти випаровування до нижчої теплоти згорання, %	0,73	5,2	4,1
Теоретичне зниження температури суміші за рахунок повного випаровування, °C	19	140	98
Теоретичне значення температури	+11	-110	-68

суміші при температурі повітря +30°C і повному випаровуванні, °C			
Розрахункове зростання масового наповнювання циліндрів сумішшю, %	100	174	139
Межі поширення полум'я:			
нижня ($\alpha_{\text{макс}}$)	1,3		1,7
верхня ($\alpha_{\text{мін}}$)	0,3		0,4
Густина палива, г/см ³	0,7...0,75	0,791...0,796	0,789...0,796
Елементарний склад, %:			
С,	85,34	37,5	52,2**
Н,	14,15	12,5	13,6
О		0,5	34,2

Примітка: * - для бензину А-98,

** - для етилового спирту абсолютного,

В Україні виробництво біоетанолу можливе із кукурудзи та цукрових буряків. Попри великі посівні площі, що можуть бути виділені для вирощування кукурудзи, слід зауважити, що процес її збирання та переробки досить затратний та вимагає значного внесення мінеральних добрив, використання пестицидів, тому при виробництві біоетанолу з цієї культури слід вирішити ряд питань ресурсного забезпечення технологій для її вирощування [51].

Виробництво біоетанолу із цукрових буряків є більш перспективним, ніж з кукурудзи, оскільки потребує значно менше енергії, не потребує солоду або ферментних препаратів, частина яких в собівартості складає до 5%.

Також біоетанол можна отримувати шляхом переробки головної фракції етилового спирту, сивушного масла, конфікатів, спиртовмісних відходів, тощо [51].

В останні роки світове виробництво біоетанолу досить стрімко зросло, у порівнянні з іншими видами біопалив. За деякими оцінками [52] виробництво біоетанолу складає біля 85% від усього об'єму виробництва біопалив у світі. Найбільшими виробниками біоетанолу є США та Бразилія, динаміка світового виробництва біоетанолу за 2014-2018 роки показана у табл. 2. Також слід

відмітити стрімке збільшення виробництва біоетанолу у країнах Європейського Союзу, де за даними дослідження станом на 1 лютого 2010 року працювало 50 заводів з виробництва біоетанолу та 20 знаходилося на стадії будівництва [52]. Збільшення об'ємів виробництва та використання біоетанолу в ЄС є наслідком реалізації європейської стратегії захисту навколишнього довкілля. Основними цілями цієї стратегії є зменшення викидів парникових газів та поступове заміщення палив нафтового походження на альтернативні джерела енергії та палива вироблені із відновлюваної сировини [52].

Таблиця 1.2 – Світове виробництво біоетанолу 2014-2018 рр.[53]

		США	Бразилія	ЄС	Китай	Канада	Таїланд	Аргентина	Індія	інші
2018	млн. л	60871,2	30016,8	5419,7	3979,5	1819,2	1478,1	1099,1	1516	2080,7
2017	млн. л	60397,4	25999,4	5306	3259,4	1781,3	1402,3	1099,1	795,9	1099,1
2016	млн. л	58415,3	25620,4	5218,8	3202,5	1652,4	1220,4	1000,6	1042,6	1857,1
2015	млн. л	56046,8	26849,9	5250,4	3077,5	1650,4	1264,3	798,7	798,7	1480,1
2014	млн. л	54131,4	23431,7	5469,9	2403,7	1930,6	1173,5	605,6	586,7	3274,4

1.3 Аналіз досліджень по використанню спиртових сполук як складових суміші з паливами нафтового походження

Важливим показником моторного палива, що впливає на тепловий режим роботи ДВЗ та на його пускові якості, є теплота випаровування (H_v), для етанолу вона ($H_v = 1031$ кДж/кг) в 3,24 рази більша, ніж для бензину (318,5 кДж/кг). Висока H_v етанолу є причиною значного зниження температури паливо-повітряної суміші на впуску (на 98°C), за умови повного випаровування етанолу.

Це значно більше у порівнянні з бензином (19°C). Таке значне зниження температури паливо-повітряної суміші за рахунок випаровування може привести до такого стану, коли температура суміші знизиться до -68°C при початковій температурі +30°C [47]. Перші роботи, метою яких було дослідити вплив даної особливості спиртового палива на роботу ДВЗ, провели в 1931 році у Науково-

дослідному інституті військово-повітряних сил. Випробування проведені на карбюраторному авіаційному двигуні з іскровим запалюванням, потужністю 400 к.с., ступенем стиснення $\varepsilon=5,3$. В результаті випробувань встановлено, що двигун працює на бензоспиртових сумішах не гірше ніж на бензині, але потребує додаткового підігріву свіжого заряду при підвищеному вмісті спирту в бензині [54].

В Україні фундаментальним дослідженням питання застосування альтернативних займалися у 90-х роках вже ХХ століття.

Масштабні випробування біоетанолу вітчизняного виробництва проведені у 1998-1999 роках, за участі ДП «ДержавтотрансНДІпроект», Міністерства транспорту України (Міністерства інфраструктури) та УкрНДІНП «МАСМА» Міністерства палива та енергетики. В той час біоетанол мав назву високооктанова кисне-вмісна добавка до бензинів (ВКД). Як результат цих випробувань затверджено галузевий стандарт ГСТУ 320.00149943.015-2000 «Бензини моторні сумішеві. Технічні умови» згідно з яким вміст ВКД у сумішевих бензинах становить до 6% [33].

Для експериментальних досліджень застосовано дослідні зразки біоетанолу, на який пізніше розроблено ТУ У 30183376.001-2000 «Біоетанол. Технічні умови». Під час дослідження властивостей бензоетанольних сумішей виявлено, що добавка лише 5-6% біоетанолу за об'ємом дозволяє підвищити октанове число бензину А-92 на 2-3 октанові одиниці (о.о.), та на 3-4 о.о. – А-80 [55].

Вплив бензоетанольної суміші на динамічні показники автомобіля оцінювали на колісному транспортному засобі (КТЗ) РАФ-2203, які оцінювали за часом розгону і вибігу КТЗ на стенді тягових якостей при використанні базового і сумішевого бензинів. За результатами випробувань на сумішевому бензині (25% об. А-92, 69% об. А-76, 6% об. біоетанолу) встановлено, що показники не змінилися, відхилення були в межах похибки експерименту [55].

Також проведено серію дорожніх випробувань КТЗ РАФ-2203 для визначення впливу сумішевого бензину на експлуатаційні показники КТЗ. Для

цього був обраний кільцевий маршрут, протяжністю 7, 56 км, де було встановлено шість проміжних пунктів, на кожному з яких фіксували витрату палива і час руху. Під час випробовувань встановлено збільшення витрати на сумішевому бензині у порівнянні з базовим на 0,13 % [55].

Під час проведення стендових випробувань двигуна MeM3-245 визначено серію навантажувальних характеристик в п'яти швидкісних режимах та швидкісні характеристики самостійного та примусового холостого ходу. На рис. 1.1 показано навантажувальні характеристики ДВЗ при $n=3000 \text{ хв}^{-1}$. Характеристики визначали на базовому бензині А-95 та сумішевому (93,1 % об. А-95, 5 % об. біоетанолу, 1,9 % об. стабілізатора) [55].

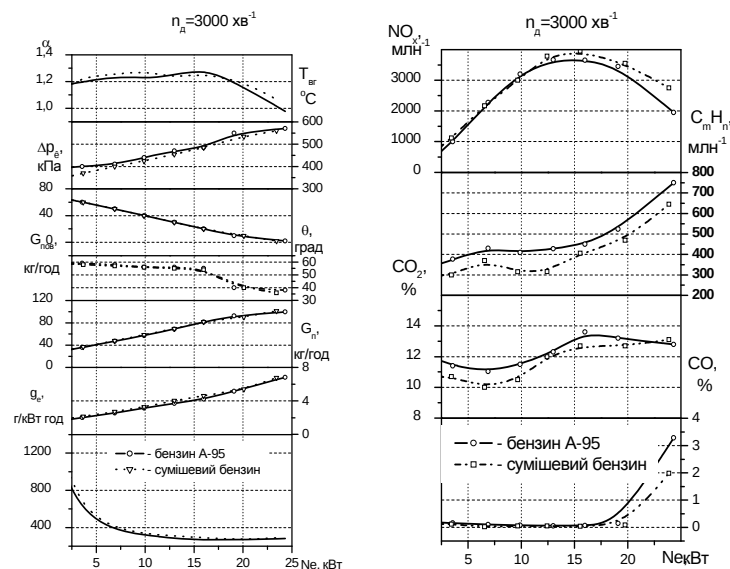


Рисунок 1.1 – Навантажувальні характеристики двигуна MeM3-245[55]

В результаті використання сумішевого бензину встановлено:

- незначне зниження потужності, у порівнянні з базовим бензином на 1,8%;
- зменшення температури відпрацьованих газів;
- збільшення питомої витрати палива в режимі повного навантаження, для базового бензину 280,95 г/кВт.год, для сумішевого – 287,49 г/кВт.год;
- зменшення вмісту у ВГ CO , $C_m H_n$, та зростання NO_x . Останнє пояснюється тим, що при використанні сумішевого бензину на всіх режимах роботи двигуна має місце збіднення паливо-повітряної суміші.

З теорії двигунів відомо, що швидкість горіння суміші зменшується при її збідненні. Тому для отримання максимального к.к.д. роботу двигуна при використанні бензинів з добавкою біоетанолу необхідно оптимізувати. Одним з напрямів оптимізації є зміна кута випередження запалювання.

Такі дослідження проведені у Національному транспортному університеті [56].

На рис. 1.2 показано регульовальні характеристики за кутом випередження запалювання двигуна MeM3-245, з яких видно, що оптимальний кут випередження запалювання для даного режиму роботи при живленні бензинами з 10 та 20% добавками біоетанолу збільшився відносно штатного значення на 5 та 9 град. п.к.в. відповідно [56].

Для визначення впливу встановлювального кута випередження запалювання (ВКВЗ) на показники двигуна MeM3-245 отримано порівняльні навантажувальні характеристики за частоти обертання колінчастого вала $n_d = 3000 \text{ хв}^{-1}$, при живленні двигуна бензином А-95 та бензинами з 10 та 20% добавками біоетанолу з штатним ВКВЗ (5 град. п.к.в.) та оптимальними ВКВЗ – 10 та 14 град. п.к.в. відповідно [56].

Аналіз характеристик показав, що при використанні бензину з 10 та 20% добавкою біоетанолу на навантажувальних режимах оптимізація ВКВЗ в сторону збільшення дозволяє збільшити ефективний к.к.д. до 2 та 8,4% відповідно. При цьому питома витрата палива g_e майже не змінилася, у порівнянні з роботою на штатному бензині [56].

За результатами індицирування робочого процесу в циліндрі двигуна MeM3-245 уточнено оптимальні значення ВКВЗ, з точки зору жорсткості згорання паливо-повітряної суміші при живленні двигуна бензинами з 10 та 20% добавками біоетанолу, які становлять 10 та 12 град. п.к.в. відповідно [56].

Окрім оптимізації ВКВЗ двигуна при використанні бензину з добавками біоетанолу, поліпшити екологічні показники та показники паливної економічності двигуна можна за допомогою якісного регулювання системи живлення.

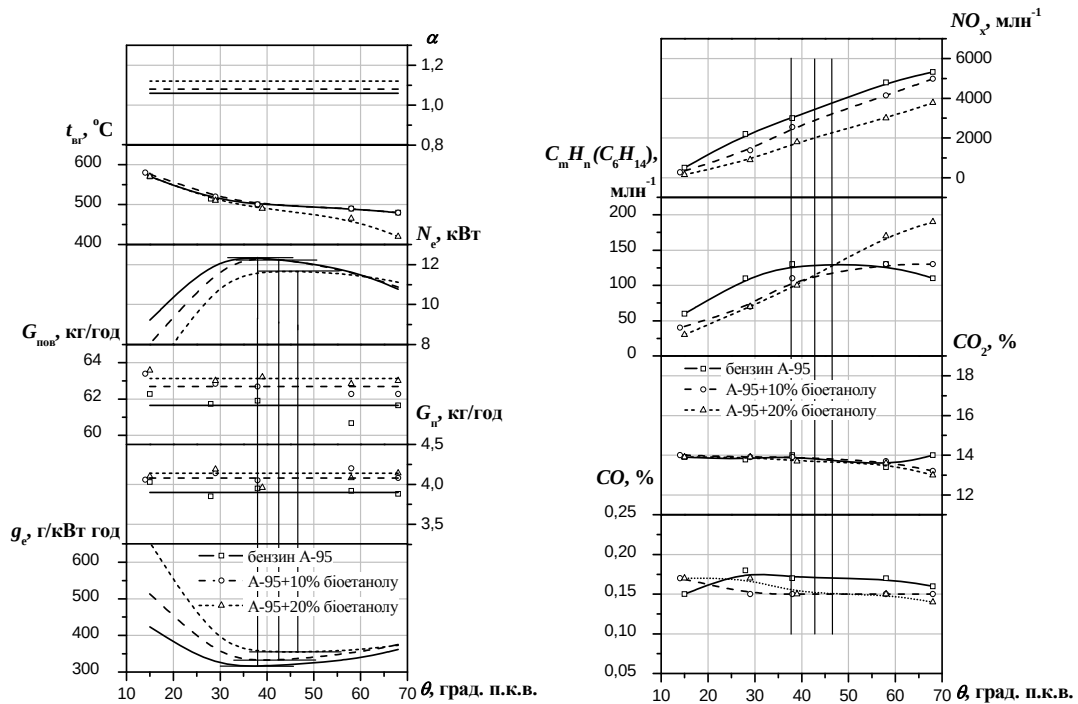


Рисунок 1.2 – Регулювальні характеристики за кутом випередження запалювання двигуна MeM3–245 ($n_d = 3000 \text{ хв}^{-1}$, $\Delta p_k = 35 \text{ кПа}$) [56]

В роботі [57] досліджено енергетичні, екологічні та показники паливної економічності двигуна ВАЗ-2103 в широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів з різними значеннями регулювання системи живлення при використанні бензину з 10 та 20% добавкою біоетанолу. Перший тип регулювання – збіднений, другий тип регулювання – оптимальний [57].

Об'єктами стендових досліджень були бензиновий карбюраторний двигун ВАЗ-2103 і двигун Volkswagen ВВУ, обладнаний системою впорскування палива із зворотнім зв'язком, системами рециркуляції та нейтралізації відпрацьованих газів [57]. За результатами проведених стендових випробувань двигуна ВАЗ-2103 методом трифакторного експерименту отримано поліноміальні залежності для визначення показників роботи двигуна для обох типів регулювань карбюратора. При регулюванні карбюратора на збіднений склад паливо-повітряної суміші та додаванні 10% біоетанолу за

об'ємом потужність двигуна практично не змінюється, годинна $G_{\text{пал}}$ і питома g_e витрати палива в режимах середніх і повних навантажень незначно зростають.

Разом з тим це зростання менше в порівнянні з зменшенням теплоти згорання, що свідчить про покращення робочого процесу. При додаванні 20 % об. біоетанолу потужність двигуна зменшується з 24,12 кВт до 21,66 кВт, годинна $G_{\text{пал}}$ і питома g_e витрати палива значно зростають в усьому діапазоні навантажень. Збільшення витрат палива складає до 3...13,8 % [57].

При регулюванні карбюратора на оптимальний склад паливо-повітряної суміші при додаванні 10 % об. біоетанолу потужність двигуна незначно зменшується (на 2 %), годинна $G_{\text{пал}}$ і питома g_e витрати палива в режимах малих навантажень зменшуються, в режимах повних навантажень незначно зростають. При додаванні 20 % об. біоетанолу має місце значне зниження потужності (на 10 %), годинна $G_{\text{пал}}$ і питома g_e витрати палива значно зростають в усьому діапазоні навантажень [57].

За результатами проведених експериментальних досліджень у роботі [57] встановлено, що за наявності в експлуатації автомобілів з різними регулюваннями доцільно обмежити розмір добавки біоетанолу до бензину в кількості 10% за об'ємом. Також встановлено, що додавання біоетанолу до бензину в кількості 20% за об'ємом не призведе до погіршення екологічних показників карбюраторного та двигуна із системою впорскування палива без внесення змін до конструкції [57].

Для подолання негативного впливу підвищеної теплоти випаровування сумішей бензину з добавкою біоетанолу на роботу ДВЗ прийнято застосовувати додатковий підігрів двигуна [67, 87]. В роботі [54] на авіаційному 12-ти циліндровому бензиновому двигуні вхідне повітря підігрівали за рахунок теплоти відпрацьованих газів. Впускний повітропровід виконано у вигляді труби більшого діаметра, розташованої навколо випускного колектору. Температуру підігріву повітря регулювали за допомогою дросельних заслінок. Під час випробування встановлено, що мінімальна температура підігріву вхідного повітря при використанні бензину з добавкою спирту 20% та 40 % за

об'ємом становить 15 та 30°C відповідно. Конструкція підігрівача давала змогу регулювати температуру вхідного повітря в широкому діапазоні (до 90 °C) [54].

Аналогічні роботи проводили на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету у 2009-2012 рр [58].

В роботі [58] обґрунтовано необхідність застосування додаткового підігріву свіжого заряду двигуна при роботі на бензині з добавкою біоетанолу.

Проведено аналіз усіх можливих підігрівачів та систем підігріву. Проведені стендові дослідження двигуна МеМЗ-245 і дорожні випробування автомобіля ЗАЗ-110307 «Славута» з примусовим підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу 10 і 20% за об'ємом. Підігрів свіжого заряду здійснювали електричним підігрівачем. Під час експериментальних досліджень встановлено залежності (рис. 1.3) зміни температури у впускному трубопроводі від витрати палива при живленні двигуна штатним бензином, та бензином з добавкою біоетанолу [58]. Із збільшенням витрати палива температура свіжого заряду в обох випадках зменшується. Проте для сумішевого палива це відбувається більш інтенсивно.

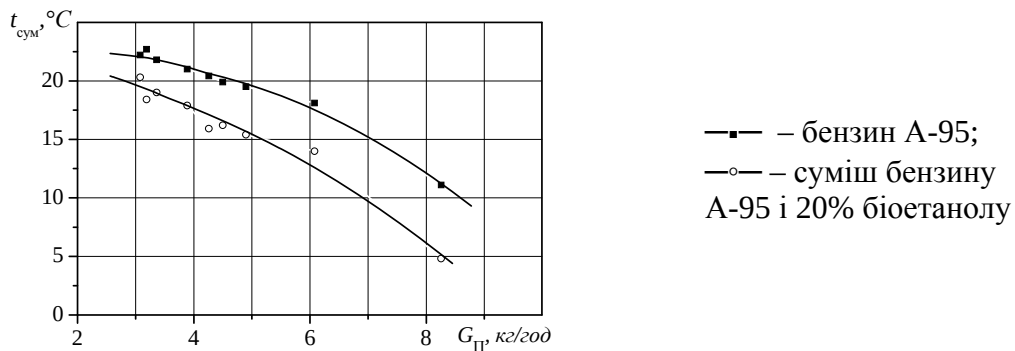


Рисунок 1.3 – Залежність температури суміші у впускному трубопроводі від годинної витрати палива ($n_{\text{д}}=3000 \text{ хв}^{-1}$) [58]

Комплексна оцінка впливу підігріву свіжого заряду на екологічні і паливно-економічні показники двигуна МеМЗ-245 за роботи на бензині з добавкою біоетанолу проводилась за навантажувальними характеристиками (рис.1.4) [58].

Під час дорожніх випробувань на автомобілі ЗАЗ-110307 «Славута». підтверджено, що підігрів свіжого заряду зменшує витрату бензо-етанольної суміші із вмістом 10% і 20% біоетанолу в масових одиницях на 4% та 10,5% відповідно, у порівнянні з відсутнім підігрівом [58, 59]

На рис. 1.5 показані паливні характеристики автомобіля ЗАЗ-110307 при роботі на бензо-етанольних сумішах з підігрівом та без нього.

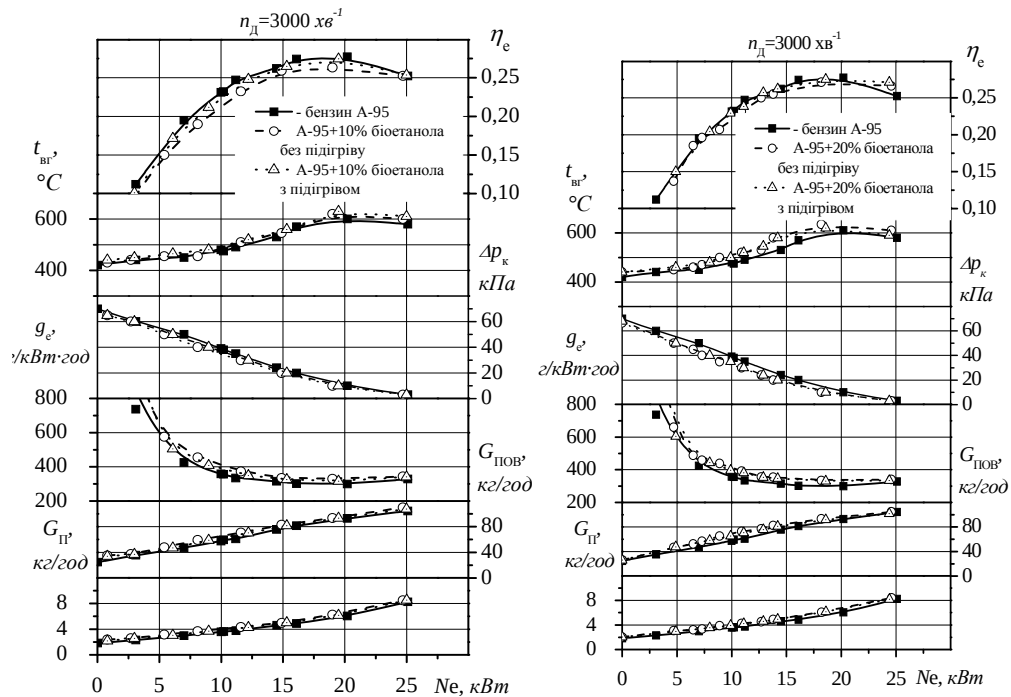


Рисунок 1.4 – Навантажувальні характеристики двигуна MeM3-245 при $n_d = 3000 \text{ хв}^{-1}$ [58, 60]

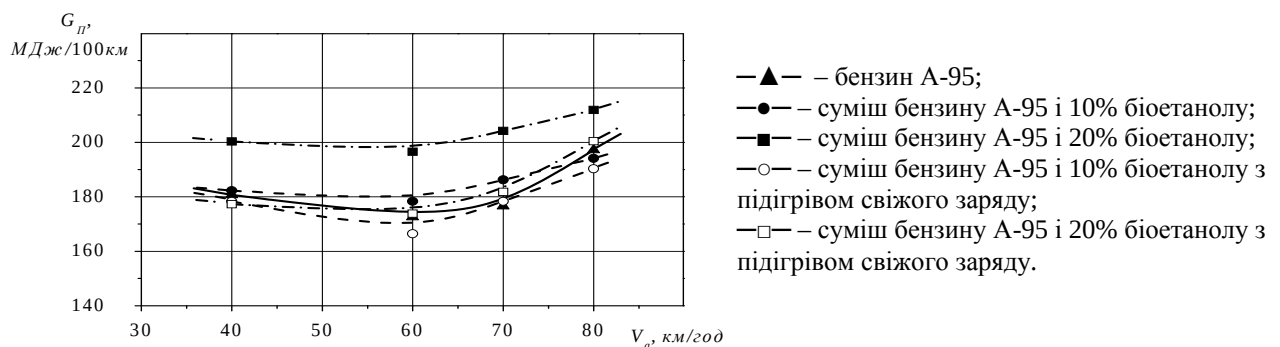


Рисунок 1.5 – Паливні характеристики автомобіля ЗАЗ-110307 «Славута» [58, 59].

Як видно з показаних характеристик, використання суміші бензину з 20% добавкою біоетанолу без попереднього підігріву свіжого заряду погіршує показники паливної економічності автомобіля. При використанні суміші з 10% добавкою біоетанолу і попереднім підігрівом свіжого заряду спостерігається зменшення витрати палива, що свідчить про доцільність підігріву свіжого заряду.

1.4 Висновки до розділу 1

1. Встановлено, основними заміниками моторного палива можуть бути природний газ, сланцевий газ, біогаз, синтетичні палива, вироблені з кам'яного вугілля, горючих сланців, гуми або торфу. Окрему групу складають біопалива виготовлені з відновлюваної сировини, зокрема етанол та метанол.

2. Для використання біоетанолу в якості добавки до бензину до 20% не потрібно вносити зміни до конструкції двигуна.

3. При використанні біоетанолу в ДВЗ зменшується кількість деяких шкідливих речовин, що містяться у відпрацьованих газах. Але дещо зменшується потужність і зростає годинна витрата палива внаслідок меншої нижчої теплоти згорання біоетанолу.

4. На сьогодні у мережі автозаправних станцій України реалізують сумішевий бензинів, із вмістом біоетанолу до 40% за об'ємом.

5. В літературних джерелах не виявлено результатів досліджень по визначенню показників роботи бензинових двигунів за роботи на сумішевих бензинах з вмістом спиртових сполук більше 20% (бензоспиртових сумішах) бензинових двигунів з карбюраторними системами і системами впорскування з зворотним зв'язком та нейтралізатором у системі випуску без значних змін в конструкції. Це визначило задачі дослідження.

РОЗДІЛ 2

ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ. ПОПЕРЕДНІ ТЕОРЕТИЧНІ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Розробка структурної схеми методики проведення досліджень

Як зазначалося вище (розділ 1), в останній час в мережі автозаправних станцій широко реалізується бензин з вмістом спиртових сполук до 40% за об'ємом. Один з таких бензинів є А-95Е40, в якому 30,4% етанолу і 5,8% ізобутилового спирту. Як показано вище при аналізі властивостей спиртів, зокрема біоетанолу, як моторних палив їх властивості в значній мірі відрізняються від бензинових фракцій. Тому властивості бензинів з таким вмістом спиртів, по суті бензоспиртових сумішей, значно відрізняються від бензинів, в яких вміст спиртів становить до 5%. Використання таких бензинів призведе до зміни показників бензинових двигунів і відповідно автомобілів.

Тому загальна методика передбачає комплексні дослідження фізико-хімічних властивостей бензинів з різним вмістом біоетанолу, показників бензинових двигунів з різними системами живлення за роботи на таких бензинах, розроблення рекомендацій по раціональному використанню таких бензинів в двигунах з різними системами живлення, проведення розрахункових досліджень по впливу таких бензинів на техніко-економічні та екологічні показники автомобілів з бензиновими двигунами з різними системами живлення та нейтралізації шкідливих речовин відпрацьованих газів.

З урахуванням викладеного розроблена загальна методика проведення досліджень, блок-схема якої показана на рисунку 2.1.

Перш за все проводиться аналіз вітчизняних та іноземних досліджень стосовно використання альтернативних палив вироблених з відновлювальних джерел енергії для живлення двигунів транспортних засобів. Окремо по кожному виду альтернативного палива складається короткий аналіз щодо

можливості його використання в якості заміни традиційним паливом нафтового походження, перераховуються основні переваги та недоліки у порівнянні з паливами нафтового походження, наявна сировинна база для виробництва палива. На основі даного аналізу визначаємо найбільш перспективні палива для виробництва в Україні (блок 1).

З вище проведеного аналізу встановили, що одним з найбільш вірогідним заміником паливам нафтового походження є спиртові палива. Основою таких палив в сучасних бензинах є біоетанол. Наступний (блок 2) передбачає проведення аналізу вітчизняних та іноземних досліджень присвячених безпосередньо використанню спиртових сполук, зокрема біоетанолу як добавки до бензину. Оскільки добавки спиртових сполук в сучасних бензинах досягають 40%, таке паливо можна вважати бензоспиртовою сумішшю. Досліджуються зміни показників роботи двигуна в залежності від величини добавки, види сировини та технологічні процеси для виробництва біоетанолу. Оскільки спиртові сполуки, зокрема біоетанол за своїми фізико-хімічними властивостями відрізняється від бензину, при його використанні в якості моторного палива змінюються показники роботи двигуна та автомобіля. Зміна показників двигуна в залежності від величини добавки біоетанолу є основою попередніх експериментальних досліджень згідно блоку 3. Для підтвердження результатів теоретичних досліджень, отриманих у блоці 3 провели попередні експериментальні стендові дослідження двигунів. Наявність в експлуатації окрім автомобілів обладнаних системою впорскування та зворотним зв'язком транспортних засобів з двигунами з карбюраторною системою живлення передбачено проведення попередніх експериментальних стендових досліджень двигунів обох типів для визначення впливу величини добавки біоетанолу до бензину на показники двигуна при різних системах паливоподачі. За результатами цих досліджень визначили програму детальних теоретичних і експериментальних досліджень. На основі отриманих експериментальних даних визначали поліноміальні залежності показників роботи двигунів у всьому швидкісному діапазоні режимів роботи двигуна. Визначаються коефіцієнти

апроксимації для екологічних показників та показників паливної економічності для двигунів з різними системами живлення (блок 5). Наступним кроком є уточнення існуючої математичної моделі руху автомобіля, розробленої на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» НТУ, з урахуванням отриманих експериментальних даних роботи двигуна з різними за величиною добавками біоетанолу до бензину (блок 6).

Для визначення впливу значної за вмістом добавки біоетанолу до бензину на експлуатаційні показники роботи автомобіля заплановано проведення стендових випробувань на моделюючому роликовому стенді AVL згідно Європейським міським їздовим циклом, відповідно до Правил №83 ЄЕК ООН та отримання навантажувальних характеристик на тому ж стенді при роботі на товарному бензині А-95 без добавки біоетанолу, та бензині з добавкою біоетанолу 40% (блок 7). Блоком 8 запланована перевірка адекватності математичної моделі руху автомобіля шляхом порівняння експериментальних та теоретичних даних. В блоці 9 передбачено проведення розрахункових досліджень по впливу величини добавки біоетанолу на паливну економічність та екологічні показники роботи автомобілів з різними системами живлення.

Завершальним етапом роботи є блок 10, в якому на основі вище перелічених досліджень приводиться обґрунтування величини добавки, яку можна застосовувати без внесення змін до конструкції для двигунів з різними системами живлення та приводяться необхідні рекомендації по налаштуванню та зміні конструкції двигунів, обладнаних карбюраторною системою живлення для нормальної роботи на бензині з високими добавками біоетанолу.

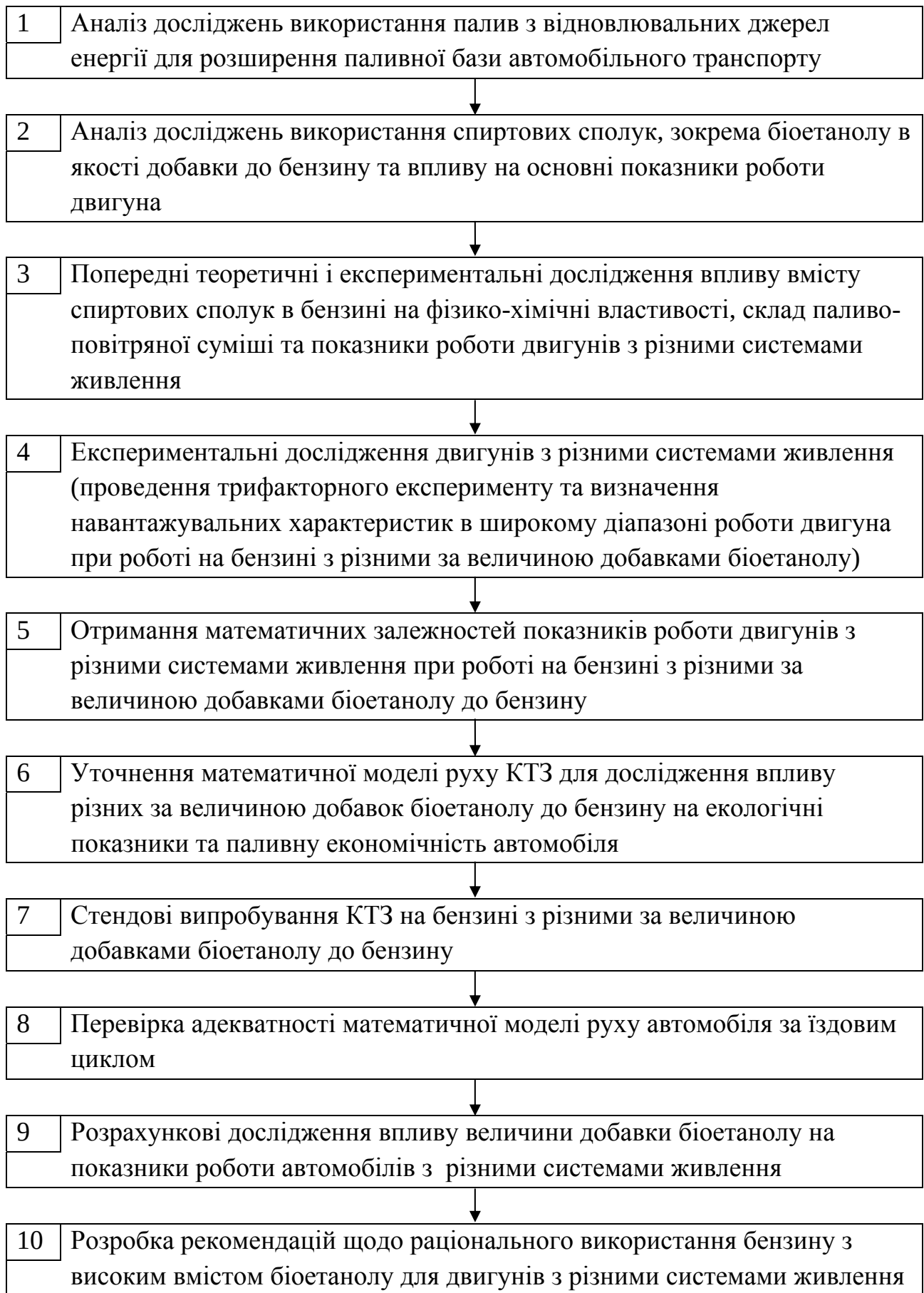


Рисунок 2.1. Блок-схема загальної методики проведення досліджень

2.2 Розрахункове дослідження впливу величини добавки спиртових сполук до бензину на характеристики бензоспиртової суміші

Спиртові сполуки, зокрема біоетанол, є однією з найбільш розповсюджених добавок до бензину, яка дозволяє економити палива нафтового походження і, в певній мірі, розширити паливну базу автомобільного транспорту.

Величина добавки біоетанолу весь час зростає. Зараз на автозаправних станціях реалізують бензин з добавкою 36% кисневмісних сполук, в яких більше 75% етанолу та близько 25% ізобутилового спирту [88,95]. Значна добавка спиртових сполук впливає на характеристики сумішевого бензину і відповідно на показники роботи двигуна. Визначення цього впливу і є задачею, яку вирішували в даних дослідженнях [63, 93, 89].

Для порівняння і підготовки сумішевого бензину використали бензин А-95 з вмістом 10% метил-трет-бутилового ефіру (МТБЕ) за об'ємом та товарний бензин А-95Е40 з вмістом 30,4% етанолу і 5,8% ізобутилового спирту за об'ємом відповідно. Фізико-хімічний аналіз обох палив був проведений у лабораторії ТОВ «ВЦ ПММ». Сумішевий бензини з різним вмістом спиртових сполук готували змішуванням відповідних бензинів.

Таблиця 2.1 – Результати аналізу бензину А-95Е40 для випробування двигунів

№ п/п	Найменування показників	Одиниці виміру	Результати аналізу	Метод випробування
1	Густина за температури 20°C	кг/м ³	749,2	ГОСТ 3900-85
2	Масова частка ароматичних вуглеводнів	%	15,8	ASTM D 6733-01
3	Масова частка бензолу	%	0,75	ASTM D 6733-01
4	Об'ємна частка кисневмісних сполук - метанол - етанол - ізопропіловий спирт - ізобутиловий спирт - третбутиловий спирт - етери (C ₅ і вище) - інші кисневмісні сполуки з температурою кінця кипіння не вище 210°C	%	0 27,8 0 8,7 0 0,2 0	ASTM D 6733-01

Таблиця 2.2 – Результати аналізу бензину А-95 для випробування двигунів

№ п/п	Найменування показників	Одиниці виміру	Результати аналізу	Метод випробування
1	Густина за температури 20 °С	кг/м ³	737,3	ГОСТ 3900-85
2	Масова частка ароматичних вуглеводнів	%	35,0	ASTM D 6733-01
3	Масова частка бензолу	%	0,72	ASTM D 6733-01
4	Об'ємна частка кисневмісних сполук - метанол - етанол - ізопропіловий спирт - ізобутиловий спирт - третбутиловий спирт - етери (C ₅ і вище) - інші кисневмісні сполуки з температурою кінця кипіння не вище 210 °С	%	< 0,1 0 0 0 0 7,4 0	ASTM D 6733-01

Густина палива, в склад якого входить «i» різних сполук і окремих елементів, визначають за залежністю:

$$\rho_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^m \rho_i r_i, \quad (2.1)$$

де: ρ_i – густини окремих сполук, кг/м³;

r_i – об'ємні частки цих сполук.

Розрахунки провели для сумішевих бензинів з п'ятьма різними за об'ємом вмістами спиртових сполук 0,0; 9,0; 18,0; 27,0; 36,0%. Відповідно визначали зміну вмісту метил-трет-бутилового ефіру, який складав 10; 7,5; 5,0; 2,5; 0%. З використанням результатів фізико-хімічного аналізу і середніх довідкових даних, розраховували густину сумішевих бензинів з різним вмістом спиртових сполук.

По мірі збільшення вмісту спиртових сполук (таблиця 2.4) густина бензину зростає. Це необхідно враховувати при порівнянні об'ємних витрат бензину.

Теоретично необхідну кількість повітря для згорання 1 кг сумішевого бензину розраховували за залежністю:

$$l_{0\text{сум}} = \sum_{i=1}^m l_{0i} g_i , \quad (2.2)$$

де: l_{0i} – теоретично необхідні кількості повітря для згорання 1 кг окремих хімічних сполук, кг;

g_i – масові частки складових суміші.

Величину l_{0i} визначали за залежністю, яка враховує елементарний склад сполук:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_n \right) \quad (2.3)$$

Елементарний склад хімічних сполук, які є складовими сумішевих бензинів наведено в табл. 2.3.

Масові частки складових сумішевого бензину визначали за залежністю:

$$g_i = \frac{\rho_i r_i}{\rho_{\text{сум}}} \quad (2.4)$$

Розраховані масові частки сполук для різних сумішевих бензинів наведені в табл. 2.4. Там же наведені визначені за формулою 2.2 теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг сумішевого бензину. Як видно з наведених даних, ця величина по мірі збільшення вмісту кисневих сполук зменшується, що є підставою очікувати збіднення паливо-повітряної суміші за роботи двигуна без регулювань. Графічно залежність теоретично необхідної кількості повітря для згорання 1 кг бензину від вмісту спиртових сполук показана на рисунку 2.2.

Нижчу теплоту згорання визначали за залежністю:

$$H_{u\text{сум}} = \sum_{i=1}^m H_{ui} g_i , \quad (2.5)$$

де H_{ui} – нижча теплота згорання окремих складових суміші (таблиця 2.3).

Таблиця 2.3. Фізико-хімічні властивості бензину та кисневмісних добавок

		Бензин	Біоетанол	Ізобутиловий спирт	МТБЕ
Густина, кг/м ³		700-750	789-796	801-803	740
Нижча теплота згорання, кДж/кг		43580	26800	36743	35200
Елементарний склад, %	С	85,5	52,14	64,82	68,13
	Н	14,5	13,13	13,59	13,72
	О	-	34,72	21,58	18,15

В таблиці 2.4 наведені величини нижчої теплоти згорання сумішевого бензину різного складу. Як видно, по мірі збільшення вмісту спиртових сполук, нижча теплота згорання зменшується, тому слід очікувати зростання витрати палива двигуном і зниження максимальних енергетичних показників без застосування відповідних регулювань. Графічно ця залежність показана на рис.2.3.

Таблиця 2.4 Розрахункові значення фізико-хімічних властивостей бензинів з різною за величиною добавкою біоетанолу

		Вміст біоетанолу в бензині, % за об'ємом				
		0	9	18	27	36
Густина, кг/м ³		722	728	734	740	746
Масові частки, кг	бензину	0,898	0,825	0,754	0,684	0,616
	біоетанолу	-	0,082	0,164	0,243	0,322
	Ізобут. спирту	-	0,016	0,032	0,047	0,062
	МТБЕ	0,102	0,076	0,05	0,025	-
Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, кг		14,643	14,181	13,728	13,283	12,845
Нижча теплота згорання, кДж/кг		42721	41448	40196	38964	37752



Рисунок 2.2 – Розрахункова залежність теоретично необхідної кількості повітря для згорання 1 кг палива від вмісту добавки спиртових сполук у бензині

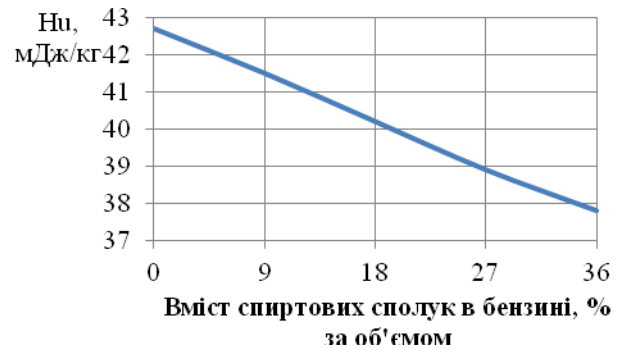


Рисунок 2.3 – Розрахункова залежність нижчої теплоти згорання бензину від величини добавки спиртових сполук

В цілому розрахунки показують, що при значній величині добавки спиртових сполук значно змінюються основні характеристики бензину, тому можлива зміна показників роботи двигуна. Зокрема, якщо збіднення паливо-повітряної суміші при добавці спиртових сполук досягне величини, при якій мають місце пропуски робочих циклів, показники роботи двигуна різко погіршуються. В даних дослідженнях основна увага приділена визначенню впливу величини добавки спиртових сполук на склад паливо-повітряної суміші за роботи двигуна в різних навантажувальних режимах, стабільності його роботи та максимальних енергетичних показників в одному зі швидкісних режимів.

2.3 Вплив складу бензину на склад паливо-повітряної суміші двигуна з карбюраторною системою живлення

Відомо, що склад паливо-повітряної суміші оцінюють коефіцієнтом надміру повітря α . Величину цього коефіцієнта для елементарного карбюратора визначають за залежністю:

$$\alpha = \frac{G_{нов}}{l_0 G_{нал}} = \frac{\mu_0 f_0 \sqrt{2\Delta p_0 \rho_{нов}}}{l_0 \mu_{жс} f_{жс} \sqrt{2\Delta p_0 \rho_{нал}}}, \quad (2.6)$$

де $G_{нов}$ і $G_{нал}$ – секундні витрати повітря і бензину, кг/с;

l_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг бензину,
 $\frac{\text{кг повітря}}{\text{кг бензину}}$;

μ_d і $\mu_{жс}$ – коефіцієнти витрати повітря через дифузор і витрати бензину через паливний жиклер;

f_d і $f_{жс}$ – площі мінімального поперечного перерізу дифузора і прохідного перерізу жиклера, мм²;

Δp_d – перепад тиску між атмосферним p_0 і тиском в дифузорі p_d , Па;

$\rho_{нов}$ і $\rho_{нал}$ – густина повітря і палива, кг/м³;

При роботі двигуна на бензині різного складу в залежності (2.6) будуть змінюватись l_0 , $\mu_{жс}$ і $\rho_{нал}$.

Розглянемо, як змінюються ці параметри за роботи двигуна на бензині з різними добавками спиртових сполук при даному Δp_d .

Оскільки в виразі 2.6

$$\frac{\mu_d f_d \sqrt{\rho_{нов}}}{f_{жс}} = const = C$$

отримуємо:

$$\alpha = C \frac{1}{l_0 \mu_{жс} \sqrt{\rho_{нал}}}, \quad (2.7)$$

Розраховані залежності l_0 , і $\rho_{нал}$ від вмісту спиртових сполук [63] показані на рисунку 2.4.

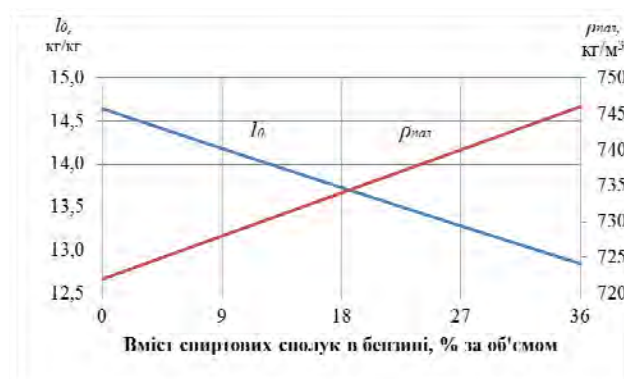


Рисунок 2.4- Розрахункові залежності густини і необхідної кількості повітря для згорання 1 кг палива залежно від вмісту спиртових сполук

Вплив показаних на рисунку 2.4 параметрів на склад паливо-повітряної суміші легко визначити за залежністю 2.7. В цій залежності C і $\mu_{ж}$ сталі, на склад паливо-повітряної суміші впливають теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива l_0 і густина палива $\rho_{пал.}$. Розглянемо, яке відносне збіднення паливо-повітряної суміші можна очікувати по мірі збільшення вмісту спиртових сполук в паливі. Величини коефіцієнта надміру повітря для різного вмісту спиртових сполук в паливі дорівнюють

$$\alpha(\text{бенгз0}) - 0,254 \cdot 10^{-2} C \mu_{ж}; \quad \alpha(\text{бенгз18}) - 0,268 \cdot 10^{-2} C \mu_{ж};$$

$\alpha(\text{бенгз36}) - 0,285 \cdot 10^{-2} C \mu_{ж}$. Величини коефіцієнта надміру повітря і очікуване відносне збіднення паливо-повітряної суміші показані на рис. 2.5.

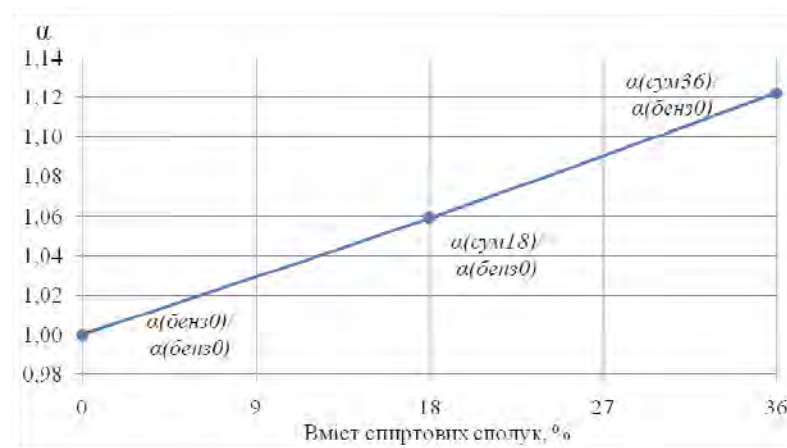


Рис.2.5 Очікуване збіднення паливо-повітряної суміші залежно від вмісту спиртових сполук у бензині

Можна зазначити, що з двох вказаних вище змінних параметрів основний вплив має l_0 , який зменшується в межах показаної зміни вмісту спиртових сполук в 1,14 рази, що відповідно на цю величину збіднює паливо-повітряну суміш. Густина палива $\rho_{пал.}$, яка входить в залежність (2.7) під коренем, впливає значно менше на склад паливо повітряної суміші, збагачує її лише в 1,016 рази.

Як видно з рис. 2.5, можна очікувати, що при заміні бензину з нульовим вмістом спиртів на бензоспиртову суміш з 18% спиртів паливо-повітряна суміш збідниться в 1,059 рази. на бензоспиртовій суміші з 36% спиртів паливо-повітряна суміш збідниться в 1,122 рази.

2.4 Результати попередніх розрахункових і експериментальних досліджень використання добавок спиртових сполук до бензину в карбюраторних двигунах. Методика визначення доцільних змін в головній дозуючій системі карбюратора

Попередня експериментальна перевірка на двигуні МеМЗ-245 з карбюраторною системою паливоподачі при незмінному регулюванні головної дозуючої системи показала, що за роботи двигуна з добавкою спиртових сполук до бензину коефіцієнт надміру повітря збільшується [63]. На рис.2.6 показані експериментально визначені залежності коефіцієнта надміру повітря від навантаження двигуна за роботи на паливах з різною добавкою спиртових сполук. На паливі з 18% спиртових сполук двигун працює стабільно, на паливі з 36 % спиртових сполук двигун починає працювати з пропусками робочих циклів, крутний момент різко знижується.

За роботи з повним навантаженням на паливі з 18% спиртових сполук суміш збіднилась з 1,05 до 1,15 (в 1,095 рази), на паливі з 36% спиртових сполук суміш збіднилась з 1,05 до 1,3 (в1,24 рази) тобто значно більше в порівнянні з отриманими вище результатами розрахунку, в якому враховували вплив I_0 і $\rho_{нал}$. За роботи на суміші з 18% спиртових сполук паливо-повітряна суміш збіднилась на 4%, на суміші з 36% спиртових сполук паливо-повітряна суміш збіднилась на 10%.

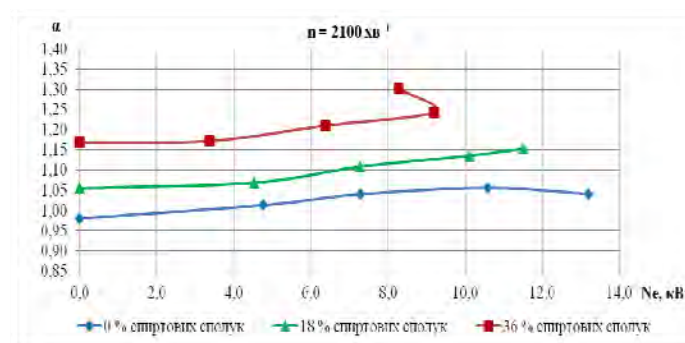


Рисунок 2.6 - Експериментальні значення коефіцієнта надміру повітря при незмінному регулюванні головної дозуючої системи

Як видно з залежності 2.7 на зміну складу паливо- повітряної суміші крім l_0 , і $\rho_{пал}$ при карбюраторній системі паливоподачі може вплинути лише коефіцієнт витрати палива через жиклер $\mu_{жс}$, на величину якого впливають декілька факторів. Згідно з [63] визначені експериментально коефіцієнти витрати бензину залежать від конструкції жиклерів, перепаду тисків в дифузори, в'язкості рідини (бензину).

Конструкцію жиклерів, як правило, характеризують відношенням довжини каліброваної частини отвору до його діаметра $\frac{l}{d}$. В залежності від цього відношення $\mu_{жс}$ значно змінюється. При відношенні $\frac{l}{d} \approx 1 \div 2$ $\mu_{жс}$ практично не змінюється, а при менших та більших значеннях $\mu_{жс}$ зменшується [62]. Максимальне значення $\mu_{жс}$ має місце при $\frac{l}{d} \approx 2$. Головний паливний жиклер карбюратора ДААЗ 21081-1107010 двигуна МеМЗ-245 має розміри $d=1\text{мм}$ $l=2\text{мм}$. Величина $\mu_{жс}$ за малих розріджень ($\Delta p_d < 0,2 \text{ кПа}$) має невеликі значення, зі збільшенням розрідження різко зростає, а при великих розрідженнях стабілізується. Названі конструктивні параметри і перепад тисків в дифузори в процесі проведення експерименту витримували однаковими. Тому одним з основних параметрів, що впливають на коефіцієнт витрати $\mu_{жс}$ є в'язкість палива, яка впливає на його витрату через отвори, зокрема отвір в паливному жиклері. Оскільки в'язкість палива при добавці спиртових сполук змінюється, це, безумовно, вплине на величину коефіцієнта витрати $\mu_{жс}$.

В останній час для розширення паливної бази автомобільного транспорту використовують різні добавки до бензину. При цьому величина цих добавок значна, що змінює не тільки вказані вище параметри l_0 і $\rho_{пал}$, а і коефіцієнт витрати бензину через паливний жиклер $\mu_{жс}$. Оскільки вплив вказаних вище конструктивних параметрів при переході до роботи двигуна на сумішевих бензинах може бути прийнятим незмінним, основний вплив на величину $\mu_{жс}$ матиме кінематична в'язкість сумішевого бензину, яка впливає на процес витікання палива через жиклер.

До таких добавок, які мають в'язкість, що значно відрізняється від бензину відносять спиртові сполуки, зокрема біоетанол. Вміст спиртових сполук в сумішевих бензинах складає 36...40%. В бензині А95Е40, який використовували в експериментальних дослідженнях, вміст біоетанолу складав 27,8%, ізобутилового спирту 8,7% об. Для порівняння і приготування палив з проміжним вмістом спиртових сполук використовували бензин А95 з вмістом МТБЕ 7,4% об. Як видно з наведених вище паспортів бензинів інші складові незначні. Як видно з залежності 2.7 додаткове збіднення паливо-повітряної суміші (крім параметрів l_0 і $\rho_{\text{пал}}$) має місце в результаті зменшення коефіцієнта витрати бензину через паливний жиклер $\mu_{\text{жс}}$. Для врахування впливу інших факторів введемо поправочний коефіцієнт k до коефіцієнта витрати бензину через паливний жиклер $\mu_{\text{жс}}$.

Одним з факторів, який впливає на кількість рідини, що витікає через отвір є кінематична в'язкість цієї рідини. Величина поправочного коефіцієнта « k » залежить від відношення коефіцієнтів кінематичної в'язкості бензинових фракцій і спиртових сполук. Для добавок, які мають в'язкість більшу в'язкості бензинових фракцій коефіцієнт « k » буде менше одиниці. Якщо в'язкість добавки менша в'язкості бензинових фракцій, коефіцієнт « k » перевищує одиницю.

Оскільки бензини, які використовують в двигунах сучасних автомобілів являють суміші різних вуглеводневих сполук, визначити з літературних джерел їх фізичні властивості, зокрема кінематичну в'язкість, в залежності від умов використання, зокрема температури неможливо. Тому на першому етапі визначили наскільки вагомий вплив може мати добавка біоетанолу до бензину виходячи з в'язкості цих палив. Для двох складових, які є основними сумішевих бензинів - бензинових фракцій і біоетанолу з використанням даних [64] побудували залежність їх динамічної в'язкості від температури. Рисунок 2.7.

Розглянемо, як вплине на величину коефіцієнта « k » різна за величиною добавка спиртових сполук, зокрема біоетанолу. Величину коефіцієнта

кінематичної в'язкості бензину і етанолу визначимо використовуючи дані щодо коефіцієнта динамічної в'язкості бензину і етанолу залежності від температури, наведені на рисунку 2.7.

Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = \frac{\mu}{\rho_{\text{пал}}}$, який впливає на процес витікання палива через жиклер з врахуванням впливу температури на величину $\rho_{\text{пал}}$ буде відповідно змінюватись, як показано на рис. 2.8.

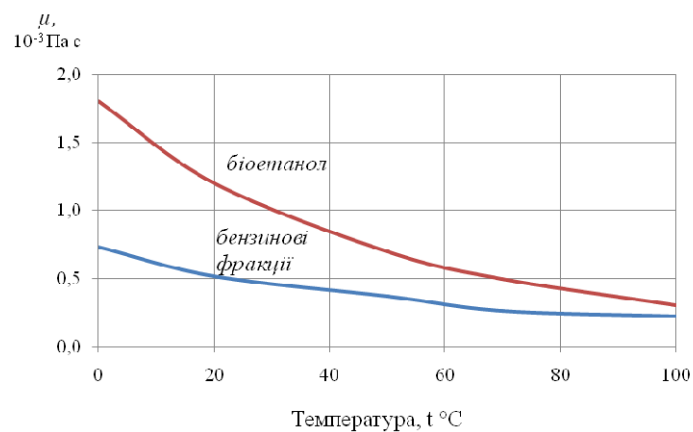


Рисунок 2.7 – Динамічна в'язкість бензинових фракцій і біоетанолу

На цьому ж рисунку показана залежність поправочного коефіцієнта «*k*» від температури для порівняння показників за роботи двигуна на бензині і на біоетанолі. Як видно з показаних залежностей, поправочний коефіцієнт «*k*» мінімальний при низьких температурах, по мірі підвищення температури зростає. Це свідчить про те, що висновки про вплив в'язкості необхідно робити при температурах, при яких часто проводять аналіз палив (20°C) або які відповідають температурі в підкапотному просторі автомобіля (40-50°C).

Як зазначалось вище, досліджували показники роботи двигуна за роботи на двох бензинах різного складу з різними за величиною кисневмісних добавок. В бензині А95Е40 вміст біоетанолу складав 27,8%, ізобутилового спирту 8,7% об. Відповідно об'ємна частка бензинових фракцій близька до 63,5 %.

В бензині А95 основу складають бензинові фракції 92.6 %, з вмістом етерів (МТБЕ) 7,4% об.

Склад приготовленого проміжного бензину, який містить 18% спиртових сполук, включає близько 14% біоетанолу і близько 4% ізобутилового спирту.

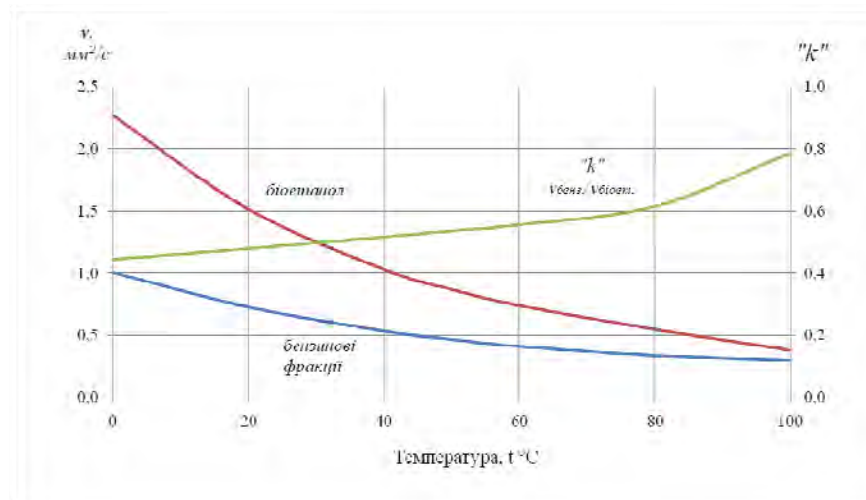


Рисунок 2.8 - Зміна коефіцієнта кінематичної в'язкості бензинових фракцій біоетанолу залежно від температури

В зв'язку з тим, що ізобутиловий спирт і етери (МТБЕ) складають відносно незначну частку в складі бензинів і їх властивості в літературних джерелах наводять лише за окремих температур, вирішили враховувати лише вплив вмісту біоетанолу в бензині, властивості якого за різних температур добре вивчені. Таким чином порівнювали три бензини: А95 з нульовим вмістом біоетанолу, бензин з вмістом біоетанолу 18 % і бензин А95Е40 з вмістом біоетанолу 36 %. Основу бензинів складають бензинові фракції, які для бензину А95 складають 100%, для бензину з 18% біоетанолу 82%, для бензину А95Е40 - 64%. Оскільки в'язкість бензину в значній мірі визначається його складом і в літературних джерелах наводять різні величини в'язкості, для подальшого дослідження прийняли дані дослідження, в якому вивчали процеси сумішоутворення в карбюраторному двигуні. [97, 65] (Рис. 2.9).

Розраховували коефіцієнт динамічної в'язкості в залежності від температури (Рис.2.10.) На цьому рисунку показані залежності від температури динамічної в'язкості і густини етанолу, густини бензинових фракцій, розрахованої згідно довідкових даних для автомобільного бензину і біоетанолу.

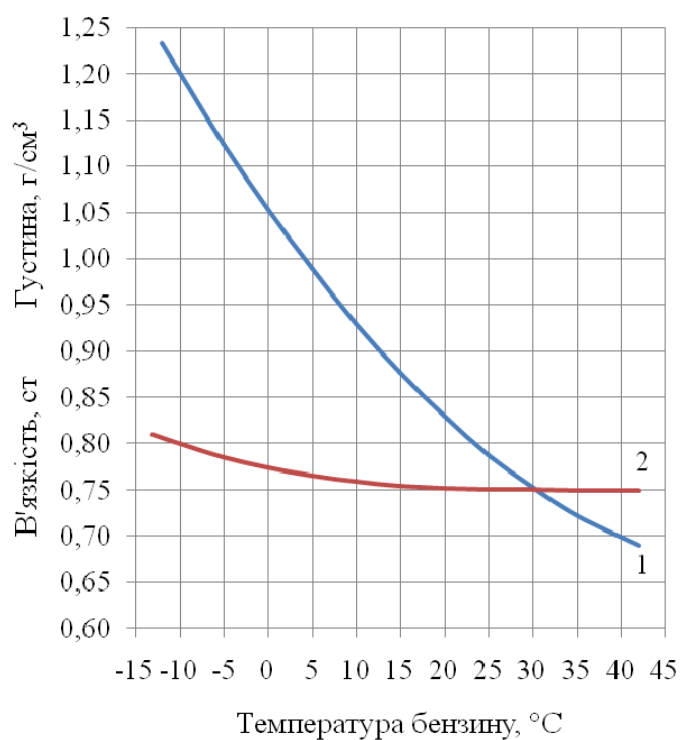


Рисунок 2.9 Залежність кінематичної в'язкості (1) і густини (2) бензину від температури

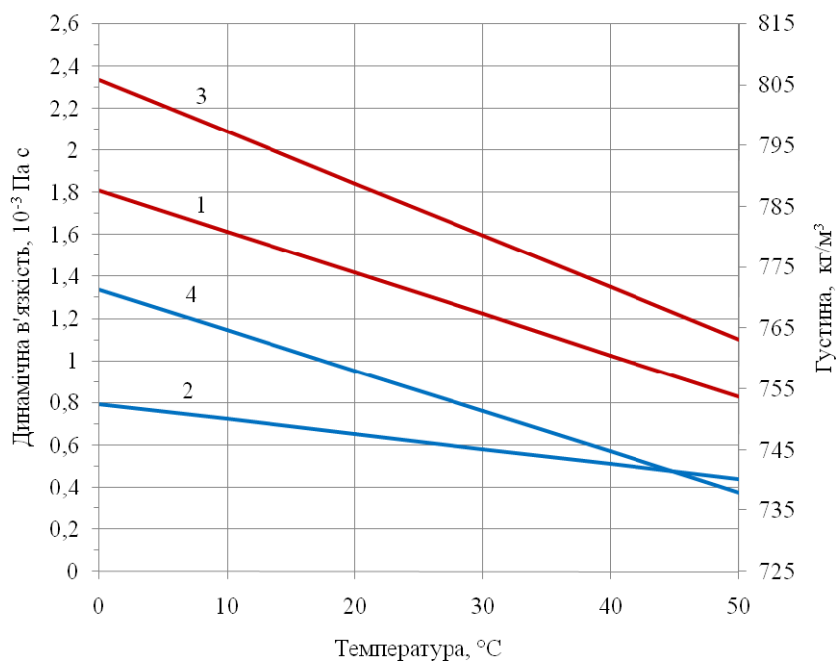


Рисунок 2.10 – Залежність динамічної в'язкості (1), густини (3) біоетанолу і динамічної в'язкості (2), густини (4) бензинових фракцій від температури

Властивості біоетанолу, зокрема динамічна в'язкість, практично ідентичні в літературних джерелах. Величини коефіцієнта динамічної в'язкості при різних температурах прийняли згідно [66].

За даними різних довідників прийняли середню густину палив за різних температур (Рис.2.10)

Для визначення динамічної в'язкості суміші бензину і спирту використали метод Здановського.

$$\frac{\rho_{\text{сум}}}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{x_1 \cdot \rho_1}{\mu_1} + \frac{x_2 \cdot \rho_2}{\mu_2} + \dots + \frac{x_n \cdot \rho_n}{\mu_n} \quad (2.8)$$

x_1, x_2, x_n – об'ємні частки компонентів суміші, ρ_n – густина, μ – коефіцієнт динамічної вязкості

розраховані значення коефіцієнтів динамічної вязкості, Па с 10^{-3}

при температурі 20⁰С дорівнюють:

$$\mu_{\text{A95}}=0,625, \mu_{18}=0,686 \quad \mu_{36}=0,759$$

при температурі 40⁰С

$$\mu_{\text{A95}}=0,525, \mu_{18}=0,563 \quad \mu_{36}=0,598$$

розраховані значення коефіцієнтів кінематичної вязкості, мм²/с 10^{-3}

при температурі 20⁰С дорівнюють:

$$\nu_{\text{A95}}=0,83, \nu_{18}=0,896 \quad \nu_{36}=0,98$$

при температурі 40⁰С

$$\nu_{\text{A95}}=0,691, \nu_{18}=0,738 \quad \nu_{36}=0,793$$

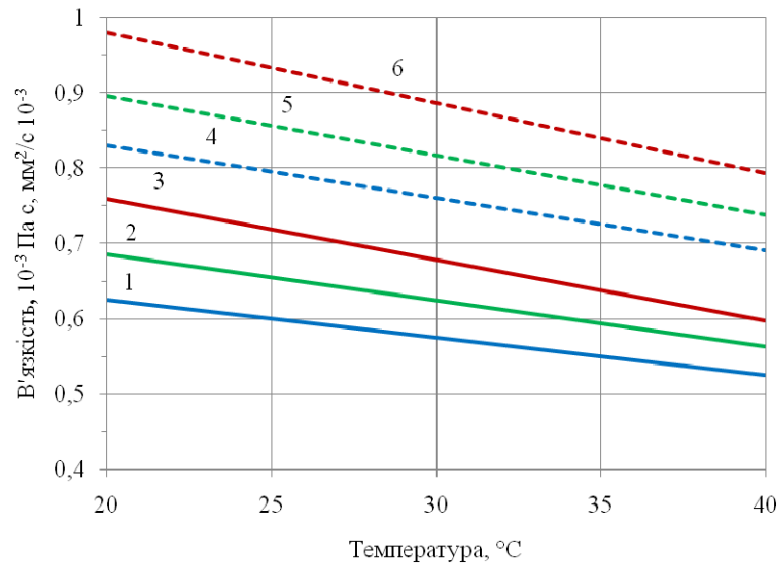


Рисунок 2.11 – Розрахункові залежності коефіцієнтів динамічної в'язкості бензинових фракцій (1), бензоспиртової суміші з 18% біоетанолу (2), бензоспиртової суміші з 36% біоетанолу (3) і коефіцієнтів кінематичної в'язкості бензинових фракцій (4), бензоспиртової суміші з 18% біоетанолу (5), бензоспиртової суміші з 36% біоетанолу (6) від температури

Як зазначали вище, відношення коефіцієнтів кінематичної в'язкості є поправочним коефіцієнтом, який враховує зниження витрати палива через головний паливний жиклер при збільшенні в'язкості палива. Це відношення складає:

при температурі 20°C $\nu_{A95}/\nu_{18}=0,926$ $\nu_{A95}/\nu_{36}=0,846$

при температурі 40°C $\nu_{A95}/\nu_{18}=0,936$ $\nu_{A95}/\nu_{36}=0,871$

Для перевірки викладених положень провели попередні експериментальні дослідження двигуна MeM3-245 зі збільшеним головним паливним жиклером за частоти обертання 2300 хв^{-1} за роботи двигуна на бензинах: без добавки спиртових сполук, з добавками 18% і 36%. За результатами експерименту отримані залежності коефіцієнта надміру повітря від навантаження для цих палив (рисунок 2.12) [63].

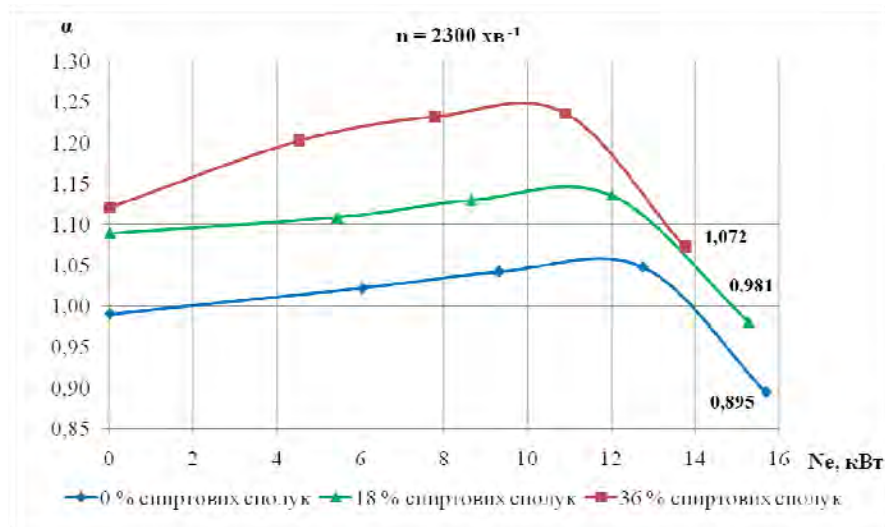


Рисунок 2.12 – Експериментальні значення коефіцієнта надміру повітря для різних за величиною добавок спиртових сполук до бензину двигуна MeM3-245 в залежності від навантаження

Розрахунок коефіцієнтів витрати бензину через паливний жиклер для трьох зазначених вище палив провели за залежністю (2.7) для режиму роботи двигуна при повному відкритті дросельних заслінок $\Delta P_k = 1 \text{ кПа}$, оскільки в цьому режимі витрата повітря за роботи на всіх видах палива однакова, що забезпечує відповідну точність розрахунків. В цьому режимі коефіцієнти надміру повітря складають: для бензину без добавок $\alpha = 0,895$; для бензину з добавкою спиртових сполук 18% $\alpha = 0,981$; для бензину з добавкою спиртових сполук 36% $\alpha = 1,072$.

Визначені величини відповідних коефіцієнтів витрати: для бензину без добавок $\mu_{жбенз} = 0,002840 \text{ С}$; для бензину з добавкою спиртових сполук 18% ; $\mu_{ж18} = 0,002741 \text{ С}$; для бензину з добавкою спиртових сполук 36% $\mu_{ж36} = 0,002659 \text{ С}$. В цих показниках С – стала величина.

Як видно з наведених величин $\mu_{ж}$ по мірі зростання добавки спиртових сполук зростає кінематична в'язкість бензину і коефіцієнт витрати палива зменшується, витрата палива через головний паливний жиклер також зменшується. З використанням отриманих величин $\mu_{ж}$ розраховані значення

поправочного коефіцієнта « k ». Залежність коефіцієнта « k » від вмісту спиртових сполук у бензині показана на рис. 2.13.

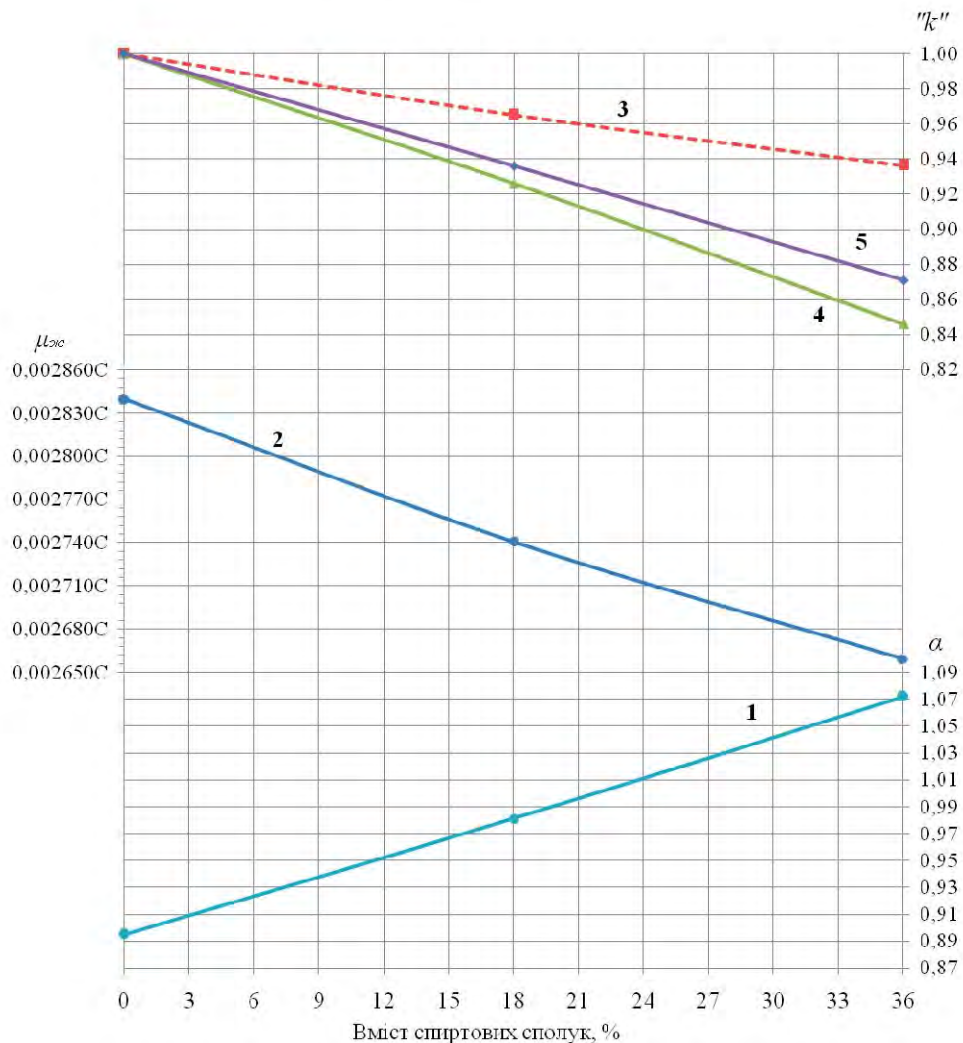


Рисунок 2.13 – Залежність коефіцієнтів надміру повітря (1), витрати палива жиклера (2) і відношення коефіцієнтів витрати палива від вмісту спиртових сполук у бензині (3), « k » для 20°C (4), « k » для 40°C (5)

На цьому ж рисунку показані значення поправочного коефіцієнта « k », отримані розрахунковим методом як відношення коефіцієнтів кінематичної вязкості палив

при температурі 20°C $\nu_{A95} / \nu_{18} = 0,926$ $\nu_{A95} / \nu_{36} = 0,846$

при температурі 40°C $\nu_{A95} / \nu_{18} = 0,936$ $\nu_{A95} / \nu_{36} = 0,871$

при нулі $k=1$

Таким чином, збіднення суміші при використанні сумішевого бензину з добавками спиртових сполук має місце в результаті зменшення теоретично необхідної кількості повітря для згорання 1 кг палива при незначному зростанні його густини і зменшення витрати бензину через головний паливний жиклер. Зміна густини бензину практично не впливає на склад паливо - повітряної суміші. Величина поправочного коефіцієнта при розрахунках для бензину з вмістом 36% спиртових сполук при температурі 20⁰С близька до 0,85, при температурі 40⁰С близька до 0,87, в експерименті 0,93. З зменшенням вмісту спиртових сполук поправочний коефіцієнт «*k*» зростає, для бензину без добавки спирту $k=1,0$.

Різниця розрахункових і експериментальних величин поправочного коефіцієнта незначна, при температурі 40⁰С близько 6%, разом з тим ця різниця свідчить про те, що на процес витікання бензину через головний паливний жиклер крім в'язкості впливають інші фактори, зокрема коефіцієнт стиснення струменя, який розглядається як один з факторів, що впливають на величину $\mu_{жс}$ [61].

При аналізі літературних джерел не виявлено результатів досліджень по впливу в'язкості палива на коефіцієнт стиснення струменя. Це відноситься і до інших факторів, які впливають на витікання палива через жиклер. Тому прийняли, що вплив цих факторів при використанні сумішевого бензину не змінюється. Разом з тим отримані значення поправочного коефіцієнта можна використати для приблизного визначення розмірів жиклерів карбюратора, які доцільно встановити, при різних добавках спиртових сполук, щоб не допустити надмірного збіднення або збагачення паливо-повітряної суміші. Для практичного використання можна рекомендувати діаметр збільшеного паливного жиклера приймати таким, щоб поправочний коефіцієнт був в межах 0,85...0,93. Для визначення меж зміни діаметра такого жиклера скористались зміненою залежністю 2.7, в знаменник якої включили площу отвору жиклера, яка забезпечить необхідний склад паливо-повітряної суміші при різних

поправочних коефіцієнтах k . З цього виразу визначали доцільну площу перерізу отвору паливного жиклера.

$$\alpha = C \frac{1}{f_{ж} l_0 k \mu_{ж} \sqrt{\rho_{пал}}} \quad (2.9)$$

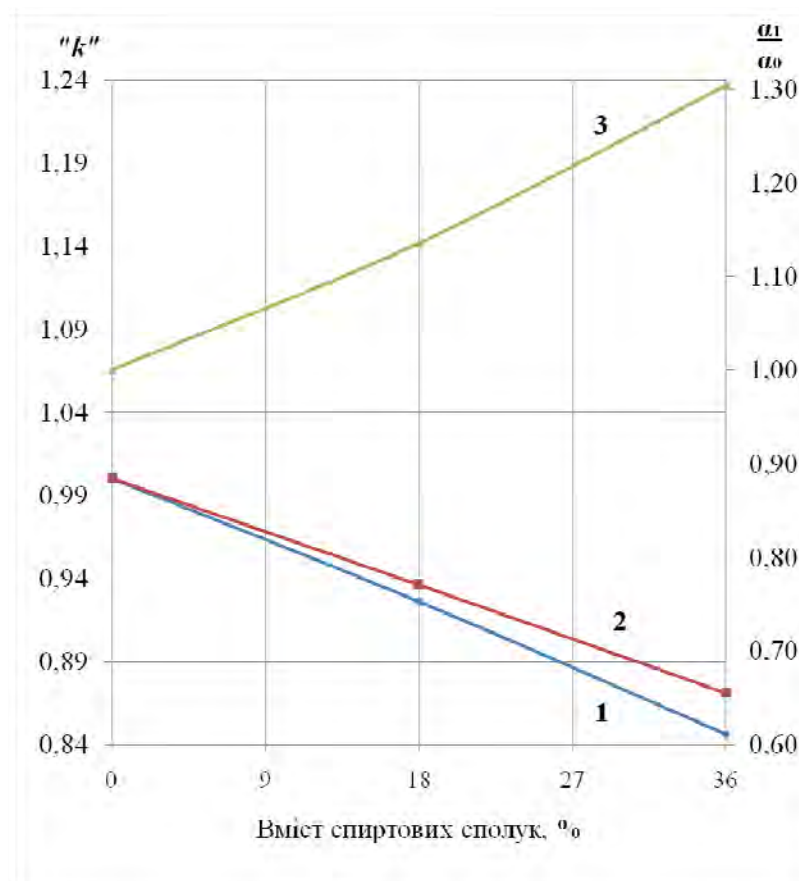


Рисунок 2.14 – Залежність коефіцієнта « k » для 20°C (1), для 40°C (2) і відносного збіднення паливо-повітряної суміші $\frac{\alpha_1}{\alpha_0}$ (3) від вмісту спиртових сполук

Щоб забезпечити незмінний склад паливо-повітряної суміші при зростанні вмісту спиртових сполук необхідно змінювати площу отвору жиклера в оберненій залежності від добутку теоретично необхідної кількості повітря для згорання одиниці маси палива l_0 , корня квадратного густини палива $\sqrt{\rho_{пал}}$ і

поправочного коефіцієнта k . Відносне збіднення (збагачення при переході на палива з меншою кінематичною в'язкістю) можна визначити за залежністю

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_0} = C \frac{f_{ж0} l_{00} \sqrt{\rho_{нал_0}}}{f_{ж1} l_{01} k_1 \sqrt{\rho_{нал_1}}} \quad (2.10)$$

Використовуючи залежність 2.10 можна розрахувати необхідну площу отвору головного паливного жиклера для отримання бажаного складу паливо-повітряної суміші.

В проведених вище розрахунках отримали: $l_{00} = 14,643$ $l_{018} = 13,78$
 $l_{036} = 12,845$

$$\begin{array}{ccc} \sqrt{\rho_0} = 26,9 & \sqrt{\rho_{18}} = 27,1 & \sqrt{\rho_{36}} = 27,3 \\ K_0 = 1,0. & K_{18} = 0,931 & k_{36} = 0,86. \end{array}$$

Якщо не змінювати розміри головного паливного жиклера коефіцієнт надміру повітря збільшиться при переході від бензину без добавки біоетанолу до бензину з 18% біоетанолу в 1,133 рази, при добавці 36% в 1,3 рази.

Для отримання незмінного складу паливо-повітряної суміші при використанні добавок біоетанолу необхідно збільшити площу перерізу отвору головного паливного жиклера при добавці 18% спиртових біоетанолу в 1,133 рази тобто збільшити діаметр отвору в 1,06 рази, при добавці 36% спиртових біоетанолу площу отвору необхідно збільшити в 1.3 рази, діаметр в 1.14 рази.

2.5 Висновки до розділу 2

1. Розроблена загальна методика оцінки впливу сумішевого палива на екологічні, енергетичні показники і показники паливної економічності бензинових двигунів і автомобілів з різними системами живлення.

2. Згідно з загальною методикою передбачено проведення теоретичних досліджень складу сумішевого палива, його впливу на показники роботи

двигуна залежно від вмісту біоетанолу, для чого необхідно провести експериментальні дослідження двигунів з різними системами живлення і стендові випробування автомобіля.

3. Показники роботи двигуна при використанні бензину з великим вмістом біоетанолу відмінні в порівнянні з роботою на звичайному бензині. Це пояснюється значними фізико-хімічними відмінностями між бензином і біоетанолом. Найбільший вплив на зміни в роботі двигуна мають такі параметри біоетанолу:

- нижча теплота згорання в 1,6 рази менша ніж у бензину, як наслідок збільшується витрата палива для виконання однакової роботи;

- менша теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, більша кінематична в'язкість і збільшена прихована теплота пароутворення у поєднанні є причиною значного збіднення паливо-повітряної суміші до граничних меж займання від електричної іскри. Як наслідок збільшення витрати палива і пропуски робочих циклів двигуна.

4. Попередні експериментальні дослідження показали, що двигун з карбюраторною системою живлення при використанні палива з 18% спиртових сполук працює стабільно, на паливі з 36 % спиртових сполук двигун починає працювати з пропусками робочих циклів, крутний момент різко знижується.

5. Причинами значного збіднення паливо-повітряної суміші в карбюраторному двигуні при використанні добавок біоетанолу до бензину крім зменшення теоретично необхідної кількості повітря для згорання одиниці палива при незначному зростанні густини палива є зменшення кількості палива, що поступає в двигун через головний паливний жиклер.

6. Менша теоретично необхідна кількість повітря для згорання одиниці палива при незначному зростанні густини палива, підвищена в'язкість біоетанолу є основною причиною, що не дозволяє використовувати бензин з високим його вмістом у карбюраторному двигуні без додаткових змін у

системі живлення двигуна, таких як збільшення пропускної здатності жиклерів карбюратора або підігрів паливо-повітряної суміші.

7. Розробили методику розрахунку розмірів дозуючих органів карбюратора при використанні бензинів з великою добавкою спиртових сполук, яка базується на використанні поправочного коефіцієнта відношення кінематичної в'язкості бензину і бензоспитових сумішей для визначення площі отвору головного паливного жиклера . Отримані залежності визначення цих розмірів. Визначені розміри дозуючих органів конкретного карбюратора.

РОЗДІЛ 3

УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ЗА РЕЖИМАМИ ЇЗДОВОГО ЦИКЛУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИНИ ДОБАВКИ СПИРТОВИХ СПОЛУК ДО БЕНЗИНУ НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Вибір їздового циклу для теоретичного і експериментального дослідження

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

Європейський їздовий цикл. Перша редакція Європейського їздового циклу була прийнята ще у 1970 році Правилами ООН № 15. Цей цикл відтворює умови руху автомобіля містом, складається з чотирьох однакових наборів режимів роботи автомобіля – простій з активним холостим ходом, розгін з перемиканням передач, сповільнення з примусовим холостим ходом, гальмування, зупинка. Довжина шляху пройденого автомобілем в даному циклі складає 4,052 км, час за який автомобіль долає дану відстань – 780 с, максимальна швидкість складає 50 км/год . Оскільки даний цикл імітує лише міські умови руху, згодом його доповнили частиною, що імітує рух автомобіля за містом. Оновлений їздовий цикл отримав назву: NEDC (New European Driving Cycle) [68]. Час виконання Модернізованого Європейського циклу складає 1180 с, довжина шляху – 11 км, середня швидкість за цикл – 33,6 км/год, максимальна швидкість – 120 км/год (якщо автомобіль не розвиває швидкість 120 км/год під час випробувань, то фіксується фактична максимальна швидкість).

Японський їздовий цикл [69]. В Японії випробування автомобілів пасажировмісністю 10 і менше чоловік та спорядженою масою до 2,5 т проводять за двома їздовими циклами. Перший – без попереднього прогріву двигуна (холодний) проводять за 11 режимним циклом. Другий – з попереднім прогрівом двигуна (гарячий) проводять за 10-15 режимним циклом. Кожна фаза циклу складає 120 с, що відповідає 1021 м, середня швидкість руху складає 30,6 км/год. Довжина 10-15 режимного циклу складає - 4,16 км, час виконання – 660 с, максимальна швидкість руху – 70 км/год, середня швидкість руху 22,7 км/год. Тестовий 10-15 режимний цикл імітує міський рух, проводиться один раз з пуском прогрітого двигуна. Перші три цикли тесту з максимальною швидкістю руху 40 км/год мають 10 режимів, а останній цикл з максимальною швидкістю руху 70 км/год – 15 режимів.

Вимірювання концентрацій шкідливих речовин здійснюється наступним чином: після 15 хв руху автомобіля зі швидкістю 60 км/год у випускному тракті двигуна вимірюють концентрації вуглеводнів, оксидів вуглецю і діоксиду вуглецю. Після подальшого руху протягом 5 хв зі швидкістю 60 км/год починається 10-15 режимний цикл. Аналіз концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах здійснюється за методом CVS: розбавлені відфільтрованим навколишнім повітрям відпрацьовані гази збираються в один мішок. Масові частки шкідливих речовин, що містяться у відпрацьованих газах відносять до пройденого шляху, г/км.

Їздовий цикл EPA FTP-75 (Federal Test Procedure) [70]. Більш складний за виконанням відносно Європейського та Японського їздових циклів, прийнятий у США. Даний цикл практично позбавлений усталених режимів руху. Довжина шляху становить 11,04 милі (17,77 км), час на виконання – 1874 с, максимальна швидкість руху – 56,7 миль/год (91,2 км/год), середня швидкість руху – 21,2 миль/год (34,1 км/год).

Відповідно до законодавства США автовиробники повинні забезпечити витрату палива не менше 29,4 миль/галон США (не більше 8,55 л/100 км) для легкових автомобілів, та не менше 21,4 миль/галон США (не більше 11,6 л/100

км) для легких вантажних автомобілів. Вказана витрата палива вимірюється при русі автомобіля за їздовим циклом FTP-75 (Federal Test Procedure – 55% часу) і Highway (45% часу). За невиконання даних умов автовиробники виплачують штраф державі, а покупець сплачує додатковий податок.

Оскільки на території України чинні екологічні стандарти ЄС для автомобільного транспорту, в якості порівняльного циклу для випробувань обрано Модернізований Європейський їздовий цикл за Правилами ООН 83-05.

Як зазначалось вище, Модернізований Європейський їздовий цикл (рис. 3.1) складається з двох частин: перша частина – рух автомобіля у міському режимі руху (рис. 3.2) повторюється чотири рази, друга частина – рух автомобіля у заміському режимі руху (рис. 3.3).

У таблицях 3.1 і 3.2 наведено операційні карти набору міських і заміських режимів руху автомобіля відповідно.

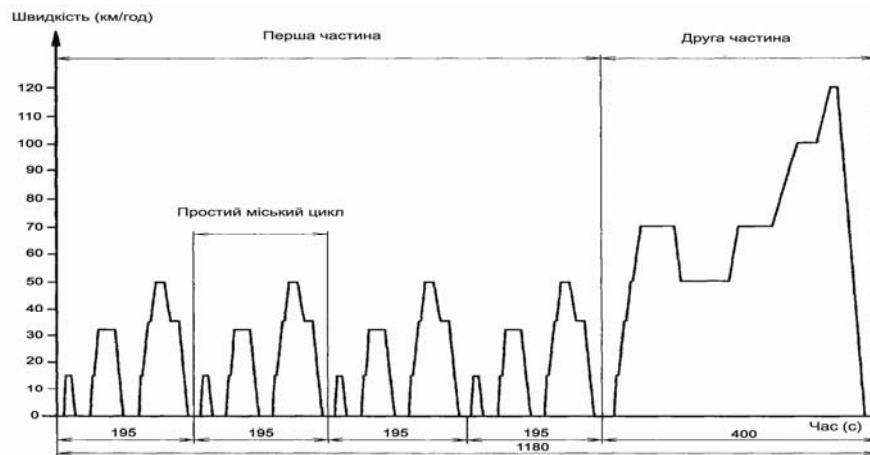


Рисунок 3.1 – Модернізований Європейський їздовий цикл [68]

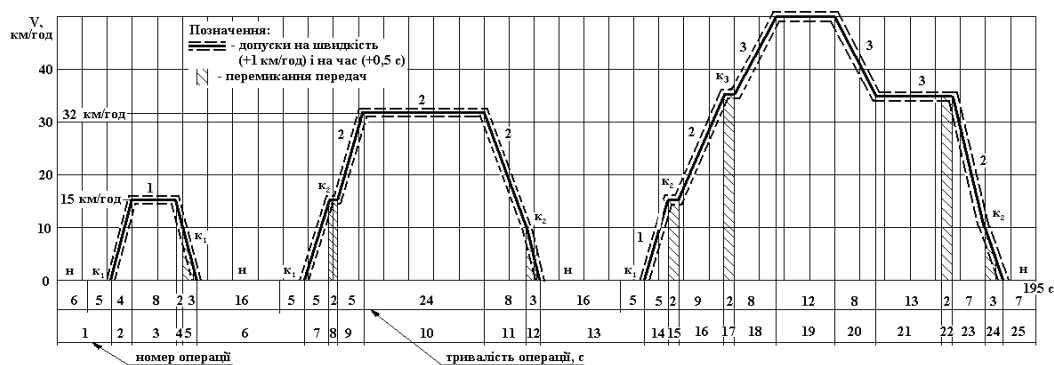


Рисунок 3.2 – Простий міський цикл (перша частина) [68]

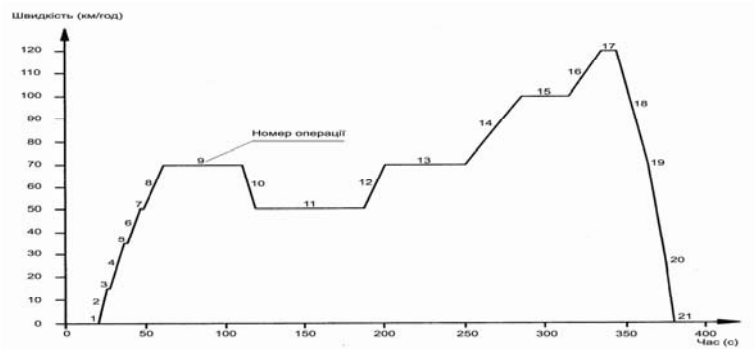


Рисунок 3.3 – Заміський цикл (друга частина) [68]

Таблиця 3.1 – Операційна карта простого міського робочого циклу на динамометричному стенді (перша частина) [68]

№	Найменування режиму	Прискорення, m/s^2	Швидкість, км/год	Час			Використана передача	Час роботи на використаній передачі
				складової частини режиму	режиму роботи в цілому	сумарний		
1	Холостий хід	-	-	11	11	11	H/K ₁	6/5
2	Розгін	1,04	15	4	4	15	1	4
3	Постійна швидкість	-	15	8	8	23	1	8
4	Сповільнення	-0,67	15-10	2	2	25	1	2
5	Сповільнення з вимкненим зчепленням	-0,92	10-0	3	3	28	K ₁	3
6	Холостий хід	-	-	21	21	49	H/K ₁	16/5
7	Розгін	0,83	0-15	5	12	54	1	5
8	Перемикання передач	-	-	2		56	-	-
9	Розгін	0,94	15-32	5		61	2	5
10	Постійна швидкість	-	32	24	24	85	2	24
11	Сповільнення	-0,75	32-10	8	11	93	2	8
12	Сповільнення з вимкненим зчепленням	0,92	10-0	3		96	K ₁	3
13	Холостий хід	-	-	21	21	117	H/K ₁	16/5
14	Розгін	0,83	0-15	5	26	122	1	5
15	Перемикання передач	-	-	2		124	-	-
16	Розгін	0,62	15-35	9		133	2	9
17	Перемикання передач	-	-	2		135	-	-
18	Розгін	0,52	35-50	8		143	3	8

Продовження таблиці 3.1

19	Постійна швидкість	-	50	12	12	155	3	8
20	Сповільнення	-0,52	50-35	8	8	163	3	8
21	Постійна швидкість	-	35	13	13	176	3	8
22	Перемикання передач	-	-	2	12	178	-	-
23	Сповільнення	-0,86	32-10	7	12	185	2	7
24	Сповільнення з вимкненим зчепленням	-0,92	10-0	3		188	K ₂	3
25	Холостий хід	-	-	7	7	195	H	7

Примітка. H – важіль коробки передач в нейтральному положенні при виключеному зчепленні; K1, K2 – коробка передач при включеній першій або другій передачі з виключеним зчепленням.

Таблиця 3.2 – Операційна карта заміського робочого циклу на динамотричному стенді (друга частина) [64]

Номер операції	Назва режиму роботи	Передача, що використовується	Швидкість км/год	Тривалість режиму роботи с	Прискорення м/с ²	Сумарний час, с
1	2	3	4	5	6	7
1	Холостий хід	H	–	20	–	20
2	Розгін	1	0...15	4	0,83	25
3	Переключення передач	1-2	-	2	-	27
4	Прискорення	2	15...35	9	0,62	36
5	Переключення передач	2-3	-	2	-	38
6	Прискорення	3	35-50	8	0,52	46
7	Переключення передач	3-4	-	2	-	48
8	Прискорення	4	50-70	13	0,43	61
9	Постійна швидкість	4	70	50	-	111
10	Уповільнення	4	70-50	8	-0,69	119
11	Постійна швидкість	4	50	69	-	188
12	Прискорення	4	50-70	13	0,43	201
13	Постійна швидкість	5	70	50	-	251
14	Прискорення	5	70-100	35	0,24	286
15	Постійна швидкість	5	100	30	-	316
16	Прискорення	5	100-120	20	0,28	336
17	Постійна швидкість	5	120	10	-	346
18	Уповільнення	5	120-80	16	-0,69	362
19	Уповільнення	5	80-50	8	-1,04	370
20	Уповільнення з відключеним зчепленням	K5*	50-0	10	-1,39	380
21	Холостий хід	H	0	20	–	400

Примітка. K5 – коробка передач при включеній п'ятій передачі з виключеним зчепленням.

3.2 Математичні моделі двигуна як джерела енергії, споживача палива, повітря та забруднювача навколишнього середовища

Двигун як джерело енергії, споживач палива, повітря та забруднювач навколишнього середовища описують математичними залежностями на основі експериментальних даних. Описання двигуна характеризується описанням таких показників: годинні витрати палива ($G_{\text{п}}$) та повітря ($G_{\text{пов}}$), розрідження у впускному трубопроводі ($\Delta p_{\text{к}}$), відкриття дросельних заслінок ($\varphi_{\text{др}}$), концентрації у ВГ діоксиду вуглецю (CO_2) та основних токсичних компонентів – оксиду вуглецю (CO), вуглеводнів ($C_{\text{м}}H_{\text{н}}$), оксидів азоту (NO_x).

Для математичного описання показників двигуна з достатньо високою мірою істинності результатів обрано моделі у вигляді алгебраїчних поліномів.

Припустимо, що вивчається вплив k кількісних факторів $x_1, x_2, \dots, x_k$ на деякий відгук η_p у відведеній для експериментування локальної області факторного простору. Тоді функцію відгуку

$$f(x_1, x_2, \dots, x_k) \quad (3.1)$$

можна з достатньою точністю представити у вигляді полінома степеня d від k змінних [77-83]

$$\eta_p = h_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} h_i \cdot x_i + \sum_{1 \leq i \leq j \leq k} h_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{\substack{i_1, i_2, \dots, i_k \\ \sum i_j = d}} h_{i_1 i_2 \dots i_k} \cdot x_1^{i_1} \cdot x_2^{i_2} \dots x_k^{i_k}, \quad (3.2)$$

де $h_{i_1 i_2 \dots i_k}$ – коефіцієнти полінома;

$i = 1 \dots k$;

$j = 1 \dots k$;

$i_k = 0 \dots d$.

Коефіцієнти полінома (коефіцієнти регресії) визначали методом найменших квадратів [77-83], згідно якому виконується умова

$$\sum (\eta_m - \eta_{pm})^2 = \min, \quad (3.3)$$

де η_m – експериментальні дані досліджуваної величини;

η_{pm} – розрахункові дані досліджуваної величини;

$m=1...N$;

N – кількість експериментальних даних.

3.2.1 Математична модель двигуна в навантажувальних режимах

В навантажувальних режимах показники двигуна визначають як функції від трьох незалежних змінних: концентрації спиртових сполук (q_{cn}), частоти обертання колінчастого вала двигуна (n_∂) і навантаження двигуна (M_κ). Будь-який показник двигуна в навантажувальних режимах має загальний математичний вигляд

$$y = f(q_{cn}, n_\partial, M_\kappa) \quad (3.4)$$

Для математичного опису показників роботи двигуна, таких як: годинні витрати палива G_n та повітря $G_{нов}$, розрідження у впускному трубопроводі Δp_κ , коефіцієнт надміру повітря α , викиди з ВГ оксиду вуглецю CO , діоксиду вуглецю CO_2 , вуглеводнів C_mH_n , та оксидів азоту NO_x в навантажувальному режимі використано поліном від трьох незалежних змінних другого степеня виду:

$$y = a_0 + a_1 \cdot q_{cn} + a_2 \cdot n_\partial + a_3 \cdot M_\kappa + a_{11} \cdot q_{cn}^2 + a_{22} \cdot n_\partial^2 + a_{33} \cdot M_\kappa^2 + \\ + a_{12} \cdot q_{cn} \cdot n_\partial + a_{13} \cdot q_{cn} \cdot M_\kappa + a_{23} \cdot n_\partial \cdot M_\kappa, \quad (3.5)$$

де, $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{33}, a_{12}, a_{13}, a_{23}$ – коефіцієнти апроксимації.

Показники двигуна в навантажувальних режимах визначають для п'яти випадків: за живлення штатним бензином, сумішами бензину з 9, 18, 27 та 36% добавками спиртових сполук.

3.2.2 Математична модель двигуна в режимах холостого ходу

В режимах холостого ходу показники двигуна визначають як функції від концентрації спиртових сполук q_{cn} та частоти обертання колінчастого вала двигуна n_{∂} , тобто

$$y = f(q_{cn}, n_{\partial}). \quad (3.6)$$

Для опису показників двигуна G_n , $G_{нов}$, α , CO , CO_2 , $C_m H_n$ та NO_x в режимі холостого ходу використано поліном від двох незалежних змінних другого степеня виду:

$$y = a_0 + a_1 \cdot n_{\partial} + a_2 \cdot q_{cn} + a_{11} \cdot n_{\partial}^2 + a_{22} \cdot q_{cn}^2 + a_{12} \cdot n_{\partial} \cdot q_{cn}, \quad (3.7)$$

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

3.3 Основні рівняння уточненої математичної моделі

Математична модель руху автомобіля складається з системи диференціальних рівнянь, що описують залежність зміни крутного моменту двигуна від умовної швидкості руху автомобіля або його прискорення чи сповільнення. При стендових випробуваннях автомобіля крутний момент двигуна визначається як сума моментів на подолання сил опору коченню на стенді з біговими барабанами, сил інерції рухомих мас, умовного опору повітря [71, 72]. Як зазначалося вище, за основу режимів руху автомобіля, що

імітуються в математичній моделі взято елементарний міський їздовий цикл за правилами ООН № 83. Операційна карта виконання циклу наведена в таблиці 3.1.

Складові режими руху автомобіля:

1. Робота двигуна в режимі холостого ходу.
2. Розгін двигуна в режимі холостого ходу.
3. Розгін автомобіля з місця на першій передачі з пробуксовуванням зчеплення.
4. Розгін автомобіля з постійним прискоренням при заблокованому зчепленні.
5. Рух автомобіля з постійною швидкістю.
6. Сповільнення автомобіля при заблокованому зчепленні (примусовий холостий хід).
7. Сповільнення двигуна при відключеному зчепленні.
8. Перемикання передач з нижчої на вищу, з вищої на нижчу.

3.3.1 Робота двигуна в режимі холостого ходу при мінімальній частоті обертання колінчастого вала

В даному режимі роботи двигуна крутний момент $M_k=0$, частота обертання колінчастого вала двигуна дорівнює мінімальній частоті обертання колінчастого вала в режимі холостого ходу $n_\partial = n_{\partial x \min}$. Для двигуна MeM3-245 мінімальна частота обертання колінчастого вала в режимі холостого ходу становить: $n_{\partial x \min} = 850 \text{ хв}^{-1}$ [73,74]. Відкриття дросельних заслінок дорівнює нулю ($\varphi_{\text{др}} = 0\%$).

Показники двигуна в даному режимі визначають як функції

$$y = f(q_{cn}, n_\partial)$$

3.3.2 Розгін двигуна в режимі холостого ходу

Цей режим відповідає початку руху автомобіля. Частота обертання двигуна збільшується з $n_{\text{дххmin}}$ до $n_{\text{д}}=2100 \text{ хв}^{-1}$ (частота за якої включають зчеплення).

В період розгону крутний момент двигуна M_K визначається прискоренням $\frac{d\omega_{\text{д}}}{dt}$, яке залежить від швидкості переміщення дросельної заслінки. Згідно [71] швидкість переміщення дросельної заслінки легкового автомобіля в даному режимі може становити до 300 %/с.

$$M_K = M_I - M_B = I_{\text{д}} \cdot \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt}, \quad (3.11)$$

M_I – індикаторний крутний момент, Н·м;

M_B – момент механічних втрат, Н·м.

$I_{\text{д}}$ – момент інерції двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$. Згідно [75] $I_{\text{д}} = 0,09 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

$\frac{d\omega_{\text{д}}}{dt}$ – кутове прискорення колінчастого вала двигуна, с^{-2} .

Зважаючи на людський фактор загальна тривалість даного режиму може складати до 1 с.

Оскільки час витрачений на дану операцію досить малий, для опису зміни показників двигуна можна застосувати таку ж саму залежність, що і для роботи двигуна в режимі холостого ходу $y = f(q_{\text{сн}}, n_{\text{д}})$.

3.3.3 Розгін автомобіля з місця на першій передачі з пробуксовуванням зчеплення

В даному режимі зменшується частота обертання двигуна (внаслідок збільшення навантаження зі сторони трансмісії) та збільшується швидкість веденої частини зчеплення.

Рушання автомобіля відбувається за початкової швидкості $V_a = 0$. Рух двигуна та веденої частини зчеплення в даному випадку буде описуватися різними залежностями.

Зміна швидкості руху двигуна може бути визначена за наступною залежністю [72]:

$$\frac{d\omega_d}{dt} = \frac{M_K - M_{зч}}{I_d}, \quad (3.12)$$

де M_K – крутний момент двигуна, Н·м;

$\frac{d\omega_d}{dt}$ – кутове сповільнення колінчастого вала двигуна, с⁻²;

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

I_d – момент інерції двигуна, кг·м².

Під час підведення веденої частини зчеплення до маховика від двигуна до трансмісії передається кінетична енергія. У цей період швидкість обертання колінчастого вала двигуна зменшується, а веденої частини зчеплення збільшується. Частина крутного моменту двигуна через тертя перетворюється у теплову енергію, та передається до навколишнього середовища.

Рух веденої частини зчеплення з урахуванням приєднаної трансмісії та опору бігових барабанів описується наступною залежністю [72]:

$$\frac{d\omega_{зч}}{dt} = \frac{(M_{зч} - M_{оп})}{I_{пр}} \cdot \eta_T, \quad (3.13)$$

де η_T – к.к.д. трансмісії, $\eta_T = 0,88 \dots 0,92$;

$I_{пр}$ – приведений до зчеплення момент інерції рухомих мас автомобіля, кг·м²;

$\frac{d\omega_{зч}}{dt}$ – прискорення веденої частини зчеплення – величина постійна, задана

програмою їздового циклу для кожного етапу випробувань, с⁻²;

$M_{\text{оп}}$ – момент опору руху автомобіля на стенді з біговими барабанами, приведений до колінчастого вала, Н·м.

Після вирішення рівнянь (3.12) і (3.13) отримаємо рівняння для визначення крутного моменту двигуна:

$$M_{\text{к}} = I_{\text{д}} \cdot \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} + \frac{1}{\eta_{\text{т}}} \cdot I_{\text{пр}} \cdot \frac{d\omega_{\text{зч}}}{dt} + M_{\text{оп}} \quad (3.14)$$

Величини, що входять в (3.14) визначаються за наведеними нижче залежностями. Момент опору руху автомобіля на горизонтальній ділянці дороги, приведений до колінчастого вала [70]

$$M_{\text{оп}} = \frac{\left[(m_0 + m_{\text{ван}}) \cdot f \cdot g + kF \cdot \left(\frac{V_{\text{а}}}{3,6} \right)^2 \right] \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{і}} \cdot U_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{т}}}, \quad (3.15)$$

де m_0 – власна маса автомобіля, кг. Для автомобіля ЗАЗ 1102 $m_0 = 710$ кг;

$m_{\text{ван}}$ – маса вантажу, кг. За умовами випробування легкових автомобілів за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу $m_{\text{ван}} = 100$ кг [68];

f – коефіцієнт опору коченню автомобіля;

kF – фактор обтічності автомобіля, Н·с²/м². Для ЗАЗ-1102 згідно [75] складає $kF = 0,3$ Н·с²/м².

$r_{\text{д}}$ – динамічний радіус колеса, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

$U_{\text{і}}$, $U_{\text{гп}}$ – передаточні числа коробки передач і головної передачі відповідно.

Для ЗАЗ 1102 згідно [73,74] дорівнюють: $U_1 = 3,454$, $U_2 = 2,056$, $U_3 = 1,333$,

$U_4 = 0,969$, $U_5 = 0,730$, $U_{\text{гп}} = 3,875$.

Значення коефіцієнта f є величиною непостійною і залежить від багатьох факторів [76].

$$f = [f_0 + f_0 \cdot A \cdot V_a^2], \quad (3.16)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню. Для ЗАЗ-1102 складає $f_0 = 0,014$ [71];

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

V_a – швидкість автомобіля, км/год.

r_d – динамічний радіус колеса, м. $r_d = 0,27$ м [75].

В момент початку рушання автомобіля з пробуксовуванням зчеплення прискорення автомобіля повинно відповідати вимогам Європейського міського їздового циклу, частота обертання колінчастого вала двигуна не повинна зменшуватись нижче допустимого значення $n_{\text{доп}}$, при якому допустима короткочасна робота двигуна під навантаженням. Для двигунів внутрішнього згорання становить: $n_{\text{доп}} = 900 \div 1200 \text{ хв}^{-1}$ [56].

За умови рівних частот обертання колінчастого вала двигуна та зчеплення завершується процес рушання з пробуксовуванням зчеплення:

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

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

$n_{\text{зч}}$ — частота обертання зчеплення, хв^{-1} .

Швидкість руху автомобіля в даному режимі визначається за формулою

$$V_a = \frac{n_{\text{зч}} \cdot \pi \cdot r_d}{U_i \cdot U_{\text{т}} \cdot 30}, \text{ км/год.} \quad (3.18)$$

Приведений до зчеплення момент інерції рухомих мас автомобіля з урахуванням передаточних чисел коробки передач і головної передачі визначається за залежністю [72]

$$I_{\text{пр}} = \frac{(m_0 + m_{\text{ван}}) \cdot r_{\text{д}}^2}{U_{\text{і}}^2 \cdot U_{\text{гп}}^2} + \sum_1^n \frac{I_{\text{к}}}{U_{\text{і}}^2 \cdot U_{\text{гп}}^2}, \quad (3.19)$$

де $I_{\text{к}}$ – момент інерції колеса, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$. Згідно з [75] для ЗАЗ 1102 $I_{\text{к}} = 0,55 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

Для випробування автомобіля ЗАЗ-1102 на стенді з біговими барабанами $n=2$. Показники роботи двигуна в складі автомобіля для даного режиму, та усіх навантажувальних режимів визначаються за залежністю $y = f(q_{\text{сн}}, n_{\text{д}}, M_{\text{к}})$.

3.3.4 Розгін автомобіля з постійним прискоренням при зблокованому зчепленні

В даному режимі двигун з'єднаний з трансмісією, і відбувається розгін автомобіля з ввімкненим зчепленням. З рівняння тягового балансу маємо:

$$M_{\text{к}} = \left(I_{\text{д}} + \frac{1}{\eta_{\text{т}}} \cdot I_{\text{пр}} \right) \cdot \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} + M_{\text{оп}}. \quad (3.20)$$

Під час розгону автомобіля при зблокованому зчепленні $M_{\text{к}} = \text{const}$ завдяки безперервному збільшенню кута відкриття дросельної заслінки при постійному для кожної ділянки їздового циклу $\frac{d\omega_{\text{д}}}{dt}$ [56].

Показники роботи двигуна в складі автомобіля для даного режиму, та усіх навантажувальних режимів визначаються за залежністю $y = f(q_{\text{сн}}, n_{\text{д}}, M_{\text{к}})$.

3.3.5 Рух автомобіля з постійною швидкістю

За усталеного руху автомобіля крутний момент двигуна витрачається на подолання опору кочення та умовного опору повітря, що вводять в налаштування стенда залежно від характеристик автомобіля. Регулювання гальмівного стенда виконують так, щоб потужність опору руху на горизонтальній ділянці дороги при швидкості 50 км/год відповідала потужності опору руху на стенді з умовною швидкістю 50 км/год [56]. В даному режимі необхідний крутний момент двигуна визначається з рівняння тягового балансу з врахуванням значення f .

$$M_k = M_{оп}. \quad (3.21)$$

Кутова швидкість колінчастого вала визначається наступним чином:

$$\omega_d = \frac{V_a \cdot U_i \cdot U_{гп}}{r_d \cdot 3,6}. \quad (3.22)$$

Показники роботи двигуна в складі автомобіля для даного режиму, та усіх навантажувальних режимів визначаються за залежністю $y = f(q_{cn}, n_d, M_k)$.

3.3.6 Сповільнення автомобіля при заблокованому зчепленні (примусовий холостий хід)

При сповільненні автомобіля з ввімкненим зчепленням автомобіль працює в режимі примусового холостого ходу, дросельні заслінки закриті, подача палива припиняється.

В експлуатаційних умовах, а саме при роботі автомобіля у міських умовах цей режим зустрічається досить часто. При виконанні даного режиму на

стенді з біговими барабанами кінетична енергія мас, що обертаються (бігових барабанів, коліс, трансмісії) витрачається на подолання опору механічних втрат автомобіля і подолання опору кочення на стенді [56]. У випадку, коли кінетична енергія автомобіля (сумарна кінетична двигуна, трансмісії, коліс і бігових барабанів) більша за момент опору руху та момент механічних втрат двигуна і трансмісії, водій застосовує штатну систему гальмування.

У такому випадку рух автомобіля описується рівнянням:

$$\frac{d\omega_D}{dt} = \frac{\frac{1}{\eta_T} \cdot M_B + \eta_T \cdot M_{оп} + M_\Gamma}{I_D + I_{пр}}, \quad (3.23)$$

M_Γ – приведений до колінчастого вала двигуна гальмівний момент на колесах автомобіля (службового гальма), Н·м;

M_B – момент механічних втрат двигуна, Н·м.

Показники роботи двигуна в складі автомобіля для даного режиму приймаємо такими ж, як і в режимі холостого ходу.

У зворотному випадку, коли кінетична енергія автомобіля менша за момент опору руху та механічні втрати в трансмісії, визначається сповільнення двигуна [56]:

$$\frac{d\omega_D}{dt} = \frac{\frac{1}{\eta_T} \cdot M_B + \eta_T \cdot M_{оп}}{I_D + I_{пр}}. \quad (3.24)$$

Також визначається час, за який автомобіль сповільниться до заданої швидкості[56] :

$$t_{пхх} = (I_D + I_{пр}) \cdot \int_{\omega_{Дк}}^{\omega_D} \frac{1}{\frac{1}{\eta_T} \cdot M_B + \eta_T \cdot M_{оп}} d\omega, \quad (3.25)$$

$\omega_{\text{дк}}$ – кутова швидкість колінчастого вала наприкінці режиму руху автомобіля з постійною швидкістю;

$\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість колінчастого вала наприкінці режиму сповільнення автомобіля до заданої швидкості.

Різниця між $t_{\text{пхх}}$ і тривалістю режиму згідно з програмою їздового циклу на сповільнення автомобіля в режимі примусового холостого ходу при блокованому зчепленні додається до тривалості наступного режиму.

Показники роботи двигуна в складі автомобіля для даного режиму визначаються за залежністю $y = f(n_{\text{д}})$.

3.3.7 Сповільнення двигуна при відключеному зчепленні

Ознаки даного режиму – відсутність зв'язку двигуна з трансмісією, закриті дросельні заслінки, двигун сповільнюється до частоти $n_{\text{дххmin}}$ в режимі примусового холостого ходу. Описати даний режим можна за допомогою залежності:

$$\frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} = \frac{M_{\text{в}}}{I_{\text{д}}}. \quad (3.26)$$

Час, за який частота двигуна зменшується до мінімальної частоти холостого ходу визначається за залежністю:

$$t_{\text{хх}} = I_{\text{д}} \cdot \int_{\omega_{\text{дзч}}}^{\omega_{\text{дхх}}} \frac{1}{M_{\text{в}}} d\omega, \quad (3.27)$$

$\omega_{\text{дзч}}$ – кутова швидкість колінчастого вала в момент відключення зчеплення;

$\omega_{\text{дхх}}$ – кутова швидкість колінчастого вала на холостому ходу.

Якщо час t_{xx} менше за час, визначений програмою їздового циклу, то різницю між ними додають до режиму холостого ходу.

Показники роботи двигуна в складі автомобіля при сповільненні двигуна до мінімальної частоти холостого ходу визначаються за залежністю $y = f(q_{cn}, n_d)$.

Одночасно з відключенням зчеплення водій за допомогою штатного гальма сповільнює бігові барабани до повної зупинки.

В даному випадку рух автомобіля описується наступною залежністю:

$$\frac{d\omega_{зч}}{dt} = \frac{M_{оп} + M_{г}}{I_{пп}}. \quad (3.28)$$

3.3.8 Перемикання передач з нижчої на вищу, з вищої на нижчу

Відповідно до операційної карти Європейського міського циклу, переключення передач триває 2 с і відбувається за незмінної швидкості. Це можливо за умови швидкого вимикання зчеплення, перемикання передач і вмикання зчеплення. В момент переключення передач водій від'єднує двигун від трансмісії, дросельні заслінки закриваються, оберти двигуна зменшуються (режим примусового холостого ходу). У випадку перемикання з нижчої на вищу передачу частота обертання колінчастого вала зменшиться, а при перемиканні з вищої на нижчу передачу, при включенні зчеплення, частота обертання колінчастого вала двигуна збільшиться. У разі переходу на підвищену передачу момент інерції двигуна витрачається на подолання моменту опору механічних втрат двигуна і моменту опору руху автомобіля.

Залежність руху автомобіля в даному випадку має вигляд:

$$I_d \cdot \frac{d\omega_d}{dt} = M_b + M_{оп.в}, \quad (3.29)$$

$M_{\text{оп.в}}$ – момент опору руху автомобіля на стенді з біговими барабанами, приведений до колінчастого вала на підвищеній передачі і визначають за залежністю:

$$M_{\text{оп.б}} = \frac{\left[(m_0 + m_{\text{ван}}) \cdot f \cdot g + kF \cdot \left(\frac{V_a}{3,6} \right)^2 \right] \cdot r_d}{U_{i+1} \cdot U_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{т}}}. \quad (3.30)$$

Для зберігання сталої швидкості автомобіля в момент включення зчеплення необхідно вирівняти швидкості обертання двигуна і веденої частини зчеплення, таку умову виконати вкрай складно і вирівнювання швидкостей відбувається за рахунок пробуксовування зчеплення. Для спрощення розрахунків приймається, що швидкості рівні і пробуксовування відсутнє [71]. Час, відведений на вирівнювання швидкостей двигуна і веденої частини зчеплення визначається за залежністю:

$$t_{\text{вв}} = I_d \cdot \int_{\omega_{\text{д.в}}}^{\omega_{\text{д.н}}} \frac{1}{M_{\text{в}} + M_{\text{оп.б}}} d\omega, \quad (3.31)$$

де $\omega_{\text{д.н}}$ – кутова швидкість колінчастого вала двигуна в кінці процесу розгону на нижчій передачі;

$\omega_{\text{д.в}}$ – кутова швидкість колінчастого вала двигуна на початку процесу розгону на підвищеній передачі.

Подальший розгін автомобіля виконується при заблокованому зчепленні з постійним прискоренням.

Під час перемикання передачі з вищої на понижену, кінетична енергія бігових барабанів стенда в сумі з кінетичною енергією коліс автомобіля і трансмісії передається до двигуна і витрачається на збільшення швидкості обертання

двигуна шляхом подолання моменту опору механічних втрат двигуна (ω_d збільшується до $\omega_{зч}$).

Залежність руху автомобіля за даних умов описується рівнянням:

$$I_{пр} \cdot \frac{d\omega_{зч}}{dt} = \left(I_d \cdot \frac{d\omega_d}{dt} + M_b \right) \cdot \frac{1}{\eta_T} + M_{оп.н} . \quad (3.32)$$

$M_{оп.н}$ – момент опору руху автомобіля на стенді з біговими барабанами, приведений до колінчастого вала на пониженій передачі і визначається за залежністю:

$$M_{оп.н} = \frac{\left[(m_0 + m_{ван}) \cdot f \cdot g + kF \cdot \left(\frac{V_a}{3,6} \right)^2 \right] \cdot r_d}{U_{i-1} \cdot U_{гп} \cdot \eta_T} . \quad (3.33)$$

Вирівнювання кутових швидкостей двигуна і веденої частини зчеплення відбувається впродовж часу:

$$t_{вн} = I_{пр} \cdot \int_{\omega_{зч_к}}^{\omega_{зч}} \frac{1}{\frac{1}{\eta_T} \cdot M_b + M_{оп.н}} d\omega - \frac{1}{\eta_T} \cdot I_d \cdot \int_{\omega_{д_к}}^{\omega_d} \frac{1}{\frac{1}{\eta_T} \cdot M_b + M_{оп.н}} d\omega , \quad (3.34)$$

$\omega_{зч_к}$, $\omega_{д_к}$ – кутові швидкості веденої частини зчеплення і колінчастого вала наприкінці режиму руху автомобіля з постійною швидкістю ($\omega_{зч_к} = \omega_{д_к}$);

$\omega_{зч}$, ω_d – кутові швидкості веденої частини зчеплення і колінчастого вала на початок сповільнення автомобіля на пониженій передачі ($\omega_{зч} = \omega_d$).

У випадку, коли час вирівнювання швидкостей двигуна і веденої частини зчеплення на пониженій передачі перевищує 2 с, застосовується штатна гальмівна система для пониження швидкості автомобіля до встановленої

програмою міського їздового циклу. При використанні штатного гальма рівняння прийме наступний вид:

$$I_{\text{пр}} \cdot \frac{d\omega_{\text{зч}}}{dt} = \left(I_{\text{д}} \cdot \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} + M_{\text{в}} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{т}}} + M_{\text{оп.н}} + M_{\text{г}}. \quad (3.35)$$

Показники роботи двигуна в складі автомобіля під час вирівнювання швидкостей двигуна і веденої частини зчеплення визначаються за залежністю $y = f(q_{\text{сн}}, n_{\text{д}}, M_k)$.

3.4 Висновки до розділу 3

1. З врахуванням результатів проведеного аналізу їздових циклів для дослідження впливу величини добавки спиртових сполук до бензину на показники роботи двигунів з різними системами живлення обрано оновлений Європейський їздовий цикл.

2. Уточнено математичну модель руху автомобіля за режимами Європейського їздового циклу з врахуванням особливостей підтримання режимів в процесі стендових випробувань автомобіля.

3. Визначено попередні вимоги до вхідних даних математичної моделі, що дозволяє здійснити розрахункові дослідження впливу виду палива на показники роботи автомобіля, зокрема оцінити його паливну економічність та токсичність за Європейський міський їздовий цикл.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ І АВТОМОБІЛІВ ЗА РОБОТИ НА БЕНЗОСПИРТОВИХ СУМІШАХ

4.1 Мета і задачі експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є визначення впливу вмісту спиртових сполук у бензині на енергетичні, екологічні показники та показники паливної економії двигунів з різними системами живлення, а також визначення екологічних показників та паливної економії автомобіля під час руху за Модернізованим Європейським їздовим циклом.

Експериментальні дослідження провели на двигуні з карбюраторною системою живлення, двигуні з системою впорскування і зворотним зв'язком на бензині з вмістом спиртових сполук 0%, 9%, 18%, 27% і 36% та автомобілі ЗАЗ-1102 на бензині з вмістом спиртових сполук 0% та 36% [63, 90, 91, 93, 94, 96].

Задачі експериментальних досліджень:

- визначення енергетичних, екологічних показників та показників паливної економії двигуна з карбюраторною системою живлення МеМЗ-245 для різних налаштувань головної дозуючої системи за роботи на бензині з вмістом спиртових сполук 0%, 18% і 36% у широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів ;
- визначення енергетичних, екологічних показників та показників паливної економії двигуна з системою впорскування та зворотним зв'язком і системою нейтралізації відпрацьованих газів VW BBY за роботи на бензині з вмістом спиртових сполук 0%, 9%, 18%, 27% і 36% у широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів;
- отримання поліноміальних залежностей, що описують двигун як джерело енергії, споживача палива, повітря та забруднювача навколишнього середовища для обох типів двигунів;

- визначення паливної економічності та екологічних показників автомобіля ЗАЗ-1102 під час його руху за Модернізованим Європейським їздовим циклом за роботи на товарному бензині А-95 і бензині А-95Е40;
- перевірка адекватності уточненої математичної моделі.

4.2 Програма та методика експериментальних досліджень

Програма досліджень передбачає наступну послідовність:

1. Визначення фізико-хімічного складу бензинів А-95 та А-95Е40 для подальшого визначення основних властивостей сумішевого палива (густина, нижча теплота згорання, теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, в'язкість) з вмістом спиртових сполук 0%, 9%, 18%, 27% і 36%;
2. Визначення навантажувальних характеристик двигуна МеМЗ-245 при незмінному регулюванні головної дозуючої системи карбюратора (головний паливний жиклер $d = 1,0$ мм) для частоти обертання колінчастого вала $n_d = 2100 \text{ хв}^{-1}$ за роботи на бензині з вмістом спиртових сполук 0%, 18% і 36%;
3. Визначення навантажувальних характеристик двигуна МеМЗ-245 при зміненому регулюванні головної дозуючої системи карбюратора (збільшений головний паливний жиклер $d = 1,2$ мм) для частоти обертання колінчастого вала $n_d = 2100 \text{ хв}^{-1}$ за роботи двигуна на бензині з вмістом спиртових сполук 0%, 18% і 36%;
4. Планування та проведення трифакторного експерименту на двигуні МеМЗ-245 з незалежними параметрами $\gamma_{\text{сп}}$, n_d , ΔP_k , побудова матриці експерименту;
5. Опрацювання результатів трифакторного експерименту, отримання поліноміальних залежностей, які оцінюють показники роботи двигуна МеМЗ-245;
6. Планування та проведення трифакторного експерименту на двигуні VW ВВУ з незалежними параметрами M_k , n_d , $\gamma_{\text{сп}}$, побудова матриці експерименту;

7. Визначення енергетичних, екологічних показників та показників паливної економічності двигуна VW BBY шляхом проведення трифакторного експерименту;

8. Опрацювання результатів трифакторного експерименту, отримання поліноміальних залежностей роботи двигуна VW BBY, визначення навантажувальних характеристик при роботі двигуна на бензині з різним за величиною вмістом спиртових сполук;

9. Проведення стендових досліджень автомобіля ЗАЗ-1102 під час його руху за Модернізованим Європейським їздовим циклом, визначення екологічних показників і показників паливної економічності за роботи на бензинах А-95 і А-95Е40.

4.3 Об'єкти експериментальних досліджень

1. Бензиновий карбюраторний двигун МеМЗ–245 (рис. 4.1), технічні характеристики наведені у таблиці 4.1.

2. Бензиновий двигун Volkswagen BBY (рис. 4.2), обладнаний системою впорскування палива та зворотним зв'язком і двоступеневою з прискореним прогрівом та рециркуляцією ВГ системою нейтралізації відпрацьованих газів, технічні характеристики двигуна наведені у таблиці 4.2.

3. Автомобіль ЗАЗ-1102 «Таврія» рис. 4.3, технічні характеристики наведені у таблиці 4.3.

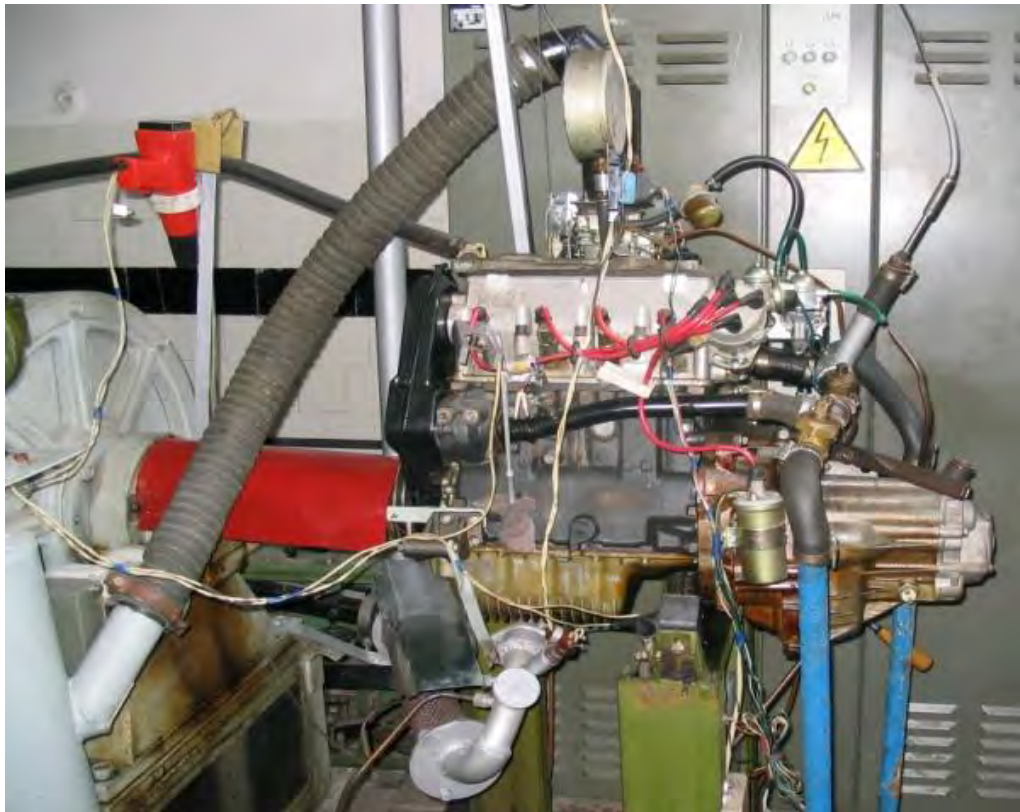


Рисунок 4.1 – Двигун МеМЗ-245 на гальмівному стенді

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики двигуна МеМЗ-245

Найменування показника, одиниці вимірювання	Показник
Заводський номер	0121509
Об'єм двигуна, л	1,091
Тип розташування циліндрів	Рядний
Кількість циліндрів	4
Хід поршня, мм	67
Діаметр циліндра	72
Ступінь стискання	9,5
Кількість клапанів на циліндр	2
Система подачі палива	Карбюратор ДААЗ 21081-1107010
Потужність, кВт	38 при 5000 хв ⁻¹
Максимальний крутний момент, н·м	80 при 3500 хв ⁻¹



Рисунок 4.2 – Двигун Volkswagen BBU на гальмівному стенді

Таблиця 4.2 – Технічні характеристики двигуна Volkswagen BBU

Найменування показника, одиниці вимірювання	Показник
Заводський номер	070901
Об'єм двигуна, л	1,39
Тип розташування циліндрів	Рядний
Кількість циліндрів	4
Хід поршня, мм	75,6
Діаметр циліндра	76,5
Ступінь стискання	10,5
Кількість клапанів на циліндр	2
Система впорскування палива	Magneti Marelli 4MV
Потужність, кВт	55 при 5000 хв ⁻¹
Максимальний крутний момент, н·м	126 при 3800 хв ⁻¹
Система нейтралізації викидів шкідливих речовин з ВГ	Два каталітичних нейтралізатори (попередній і основний) з кисневим датчиком



Рисунок 4.3 – Автомобіль ЗАЗ-1102 на роликовому стенді AVL

Таблиця 4.3 – Технічні характеристики автомобіля ЗАЗ-1102

Параметр	Показник
Кількість місць, включаючи місце водія	4–5
Маса вантажу, що перевозять в багажному відділенні, кг, не більше	50
Маса автомобіля, кг: неспорядженого спорядженого повна	660 710 1110
Розподіл навантаження на дорогу від автомобіля, Н (кгс): на передніх колесах спорядженого з повною масою на задніх колесах спорядженого з повною масою	4312,0 (440) 5620,0 (573) 2646,0 (270) 5274,7 (537)
Час розгону автомобіля з місця з переключенням передач до швидкості 100 км/год, с: з повною масою з водієм та пасажиром	20 17
Максимальний підйом, що долає автомобіль, %	36
Витрата палива в л на 100 км шляху зі швидкістю руху: 90 км/год 120 км/год за міським циклом	4,6 6,6 8,6

4.4 Методика проведення експериментальних досліджень

Фізико-хімічний склад бензинів А-95 та А-95Е40, які використовували для приготування сумішевого палива з різним вмістом спиртових сполук попередньо визначили (розділ 2.2).

Відомо, що від зміни вхідних параметрів роботи двигуна, таких як крутний момент або розрідження у впускному трубопроводі, частота обертання колінчастого вала двигуна та величина добавки спиртових сполук до бензину залежать значення основних показників роботи бензинового двигуна, а саме - годинних витрат палива та повітря, концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах, коефіцієнта надміру повітря, кута випередження запалювання. Тому в подальшому, з міркувань зменшення затрат часу і енергетичних ресурсів прийняли рішення весь швидкісний і навантажувальний діапазон роботи двигуна охопити за допомогою трифакторного експерименту [77-83]. Трифакторний експеримент провели для обох двигунів з тією лише різницею, що для двигуна VW BBY матриця експерименту мала 21 точку і п'ять рівнів зміни значень вхідних параметрів, незалежними параметрами були – концентрація спирту у бензині, частота обертання колінчастого вала двигуна і крутний момент, а для двигуна MeM3-245 матриця мала 15 точок і три рівні зміни значень вхідних параметрів, замість крутного моменту прийняли розрідження у впускному трубопроводі, що пов'язано з особливостями роботи карбюраторного двигуна.

Оскільки трифакторні експерименти для двигунів VW BBY і MeM3-245 між собою суттєво не відрізняються, розглянемо проведення експерименту на прикладі двигуна VW BBY.

Метою проведення трифакторного експерименту є визначення поліноміальної залежності годинних витрат палива та повітря, кута випередження запалювання, коефіцієнта надміру повітря, температури відпрацьованих газів, концентрацій шкідливих речовин від незалежних параметрів – концентрації спиртових сполук у бензині, частоти обертання

колінчастого вала і крутного моменту. Згідно [77-83] таку залежність описує повний багаточлен II порядку від трьох змінних, який має вигляд:

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

і повний багаточлен III порядку від трьох змінних для концентрацій компонентів ВГ двигуна VW BBY:

$$f(x_1, x_2, x_3) = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 + a_{33} \cdot x_3^2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + a_{23} \cdot x_2 \cdot x_3 + a_{111} \cdot x_1^3 + a_{222} \cdot x_2^3 + a_{333} \cdot x_3^3 + a_{112} \cdot x_1^2 \cdot x_2 + a_{113} \cdot x_1^2 \cdot x_3 + a_{122} \cdot x_1 \cdot x_2^2 + a_{223} \cdot x_2^2 \cdot x_3 + a_{133} \cdot x_1 \cdot x_3^2 + a_{233} \cdot x_2 \cdot x_3^2 + a_{123} \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3$$

де, $a_0, a_1, a_2, a_3, a_{11}, a_{22}, a_{33}, a_{12}, a_{13}, a_{23}, a_{111}, a_{222}, a_{333}, a_{112}, a_{113}, a_{122}, a_{223}, a_{133}, a_{233}, a_{123}$ – коефіцієнти апроксимації.

x_1, x_2, x_3 – фактори (x_1 – концентрація спиртових сполук, x_2 – частота обертання двигуна, x_3 – крутний момент). Основна задача полягає у визначенні коефіцієнтів апроксимації.

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

Мінімальні та максимальні значення для: концентрації спиртових сполук у бензині ($r_{\text{сп}}$) – 0 і 36% за об'ємом; частоти обертання колінчастого вала двигуна (n_d) – 1400 і 5000 хв^{-1} ; крутного моменту (M_k) – 0 і 100 Нм.

Крок вимірювання параметрів, згідно [77-83] визначали за формулою:

$$\Delta z_i = \frac{z_{i \max} - z_{i \min}}{2}$$

де, $z_{i \max}$ і $z_{i \min}$ максимальне і мінімальне значення для i -го параметра. Для наших умов отримаємо:

$$\Delta r_{\text{сп}} = \frac{36 - 0}{2} = 18\%; \Delta n_d = \frac{5000 - 1400}{2} = 1800 \text{ хв}^{-1}; \Delta M_k = \frac{100 - 0}{2} = 50 \text{ Нм}$$

Для більшої зручності відобразили план експерименту графічно, де на кожній осі відклали значення факторів, відповідно матриці експерименту (табл. 4.4).

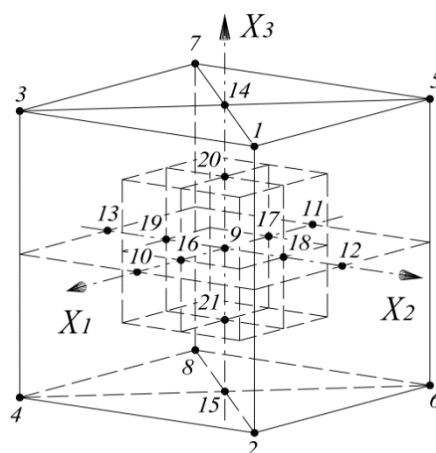


Рисунок 4.4 – Графічне зображення плану експерименту на 21 точку на п'яти рівнях для функції виду $y=f(r_{cn}, n_d, M_k)$

Таблиця 4.4 – Матриця експерименту з нормованими та натуральними показниками

№ точки	Нормовані величини			Натуральні величини		
	X_1	X_2	X_3	$r_{cn}, \%$	$n_d, \text{хв}^{-1}$	$M_k, \text{Нм}$
1	1	1	1	36	5000	100
2	1	1	-1	36	5000	0
3	1	-1	1	36	1400	100
4	1	-1	-1	36	1400	0
5	-1	1	1	0	5000	100
6	-1	1	-1	0	5000	0
7	-1	-1	1	0	1400	100
8	-1	-1	-1	0	1400	0
9	0	0	0	18	3200	50
10	1	0	0	36	3200	50
11	-1	0	0	0	3200	50
12	0	1	0	18	5000	50
13	0	-1	0	18	1400	50
14	0	0	1	18	3200	100
15	0	0	-1	18	3200	0
16	+0,5	0	0	27	3200	50
17	-0,5	0	0	9	3200	50
18	0	+0,5	0	18	4100	50
19	0	-0,5	0	18	2300	50
20	0	0	+0,5	18	3200	75
21	0	0	-0,5	18	3200	25

Під час проведення експерименту послідовно, для кожної точки задавали значення крутного моменту, частоти обертання колінчастого вала двигуна, відсотка спиртових сполук у бензині і вимірювали наступні параметри: час витрати доз палива та повітря, розрідження у впускному трубопроводі,

температуру оливи і охолоджуючої рідини, кут відкриття дросельної заслінки і кут випередження запалювання, коефіцієнт надміру повітря, концентрації CO, C_mH_m, CO₂, NO_x, O₂ у відпрацьованих газах до і після нейтралізатора.

Розраховували ефективну потужність, годинну і питому витрати палива, годинну витрату повітря.

З попередніх досліджень, зокрема при знятті навантажувальних характеристик відомо, що залежності основних показників роботи двигуна від навантаження мають нелінійний характер зміни, тому коефіцієнти апроксимації в першу чергу визначали згідно квадратичного опису.

Коефіцієнти $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{33}, a_{12}, a_{13}, a_{23}$ для квадратичного опису залежності визначають за формулою:

$$a_i = \frac{\sum y_{on} a_j}{c_j}$$

де, y_{on} – значення досліджуваного параметра;

a_j – значення з вектору стовпця для відповідної точки згідно порядку експерименту (табл. 4.5, 4.6);

c_j – відповідне табличне значення знаменника (табл. 4.5, 4.6) [77];

для коефіцієнтів a_{12}, a_{13}, a_{23} враховуються лише результати перших восьми дослідів, а для коефіцієнтів $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{33}$ – результати п'ятнадцяти дослідів.

Таблиця 4.5 – Вектор-стовбці для визначення коефіцієнтів a_{12}, a_{13}, a_{23}

c_j	8	8	8
a_j			
№ досліду	a_{12}	a_{13}	a_{23}
1	1	1	1
2	1	-1	-1
3	-1	1	-1
4	-1	-1	1
5	-1	-1	1
6	-1	1	-1
7	1	-1	-1
8	1	1	1

Наступним кроком виразили нормовані значення X_1 , X_2 , X_3 через натуральні r_{cn} , n_d , M_κ , для чого скористалися загальною формулою для визначення нормованих показників для максимальної точки:

$$X_1 = \frac{r_{cn \max} - r_{cn0}}{\Delta r_{cn}} = \frac{36 - 18}{18} = 1 \quad ; \quad X_2 = \frac{n_{d \max} - n_{d0}}{\Delta n_d} = \frac{5000 - 3200}{1800} = 1 \quad ;$$

$$X_3 = \frac{M_{\kappa \max} - M_{\kappa0}}{\Delta M_\kappa} = \frac{100 - 50}{50} = 1 \quad ,$$

звідки:

$$X_1 = \left(\frac{r_{cn} - 18}{18} \right) \quad , \quad X_2 = \left(\frac{n_d - 3200}{1800} \right) \quad , \quad X_3 = \left(\frac{M_\kappa - 50}{50} \right) \quad .$$

Таблиця 4.6 – Вектор-стовбці для визначення коефіцієнтів a_0 , a_1 , a_2 , a_{11} , a_{22} , a_{33} [77]

c_j	1743	10,5	10,5	10,5	705,5	705,5	705,5
a_j	a_0	a_1	a_2	a_3	a_{11}	a_{22}	a_{33}
№ досліджу							
1	-43	1	1	1	34	34	34
2	-43	1	1	-1	34	34	34
3	-43	1	-1	1	34	34	34
4	-43	1	-1	-1	34	34	34
5	-43	-1	1	1	34	34	34
6	-43	-1	1	-1	34	34	34
7	-43	-1	-1	1	34	34	34
8	-43	-1	-1	-1	34	34	34
9	209	0	0	0	-34	-34	-34
10	125	1	0	0	210	-122	-122
11	125	-1	0	0	210	-122	-122
12	125	0	1	0	-122	210	-122
13	125	0	-1	0	-122	210	-122
14	125	0	0	1	-122	-122	210
15	125	0	0	-1	-122	-122	210
16	188	0,5	0	0	27	-56	-56
17	188	-0,5	0	0	27	-56	-56
18	188	0	0,5	0	-56	27	-56
19	188	0	-0,5	0	-56	27	-56
20	188	0	0	0,5	-56	-56	27
21	188	0	0	-0,5	-56	-56	27

Далі для розрахунку значень багаточлену II порядку замість X_1 , X_2 , X_3 підставили значення у дужках і перевірили кожену точку експерименту, після чого визначили похибку апроксимації.

Похибку апроксимації визначили за формулою:

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

де:

y_{on} – експериментальне значення параметру;

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

N – кількість точок експерименту.

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

За допомогою отриманих залежностей визначали вплив вмісту спиртових сполук у бензині на зміну залежних параметрів (годинної і питомої витрат палива, витрати повітря, коефіцієнта надміру повітря, ефективної потужності та концентрацій CO , C_mH_m , CO_2 , NO_x , O_2 у відпрацьованих газах) при 0%, 18% і 36% вмісту спиртових сполук у бензині за об'ємом

Окрім основного швидкісного діапазону роботи двигуна визначили показники в 13 точках холостого ходу за: $n_{xxmin} = 800 \text{ хв}^{-1}$, $n_{xxmax} = 3000 \text{ хв}^{-1}$ для концентрацій 0%, 9%, 18%, 27% і 36% спиртових сполук.

Під час роботи двигуна в режимі холостого ходу крім ефективної потужності і питомої витрати палива, всі інші параметри вимірювали оскільки для трифакторного експерименту.

Для двигуна MeM3-245 окрім трифакторного експерименту для перевірки точності апроксимації визначили навантажувальні характеристики за частоти обертання колінчастого вала $n_d = 2300 \text{ хв}^{-1}$ при 0%, 18% і 36% вмісту спиртових сполук у бензині.

Стендові випробування провели на автомобілі ЗАЗ-1102 «Таврія» (рис. 4.3) (технічна характеристика наведена у таблиці 4.3) з двигуном MeM3-245

(заводський №0143701) у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» в лабораторії дослідження використання палив та екології згідно з Правилами ООН 83-05.

Перед проведенням стендових випробувань автомобіля ЗАЗ–1102 "Таврія" перевірено відповідність технічного стану, відрегульовано системи двигуна та автомобіля до нормативних значень, які регламентовано технічною документацією [73, 74, 84]. Тиск в шинах автомобіля доведено до норми.

Під час випробування автомобіля на стенді з біговими барабанами визначали швидкість руху, пройдений шлях, час проходження шляху і витрату палива за цикл і концентрації забруднюючих речовин у відпрацьованих газах (CO , C_mH_m , CO_2 , NO_x).

Процедуру випробування окремо провели при використанні бензину А-95 і А-95Е40, Результати аналізів бензинів приведені у 2 розділі.

4.5 Прилади і обладнання

Дослідження по впливу величини добавки спиртових сполук у бензині на показники роботи двигунів VW BBY і МеМЗ-245 провели в лабораторії випробувань двигунів Національного транспортного університету на гальмівному стенді SAK-670. Двигуни випробовували по чергово, тобто на момент проведення досліджень одного двигуна інший був відключений механічно від електричної машини і системи відбору проб ВГ. Принципова схема експериментальної установки показана на рис. 4.5.

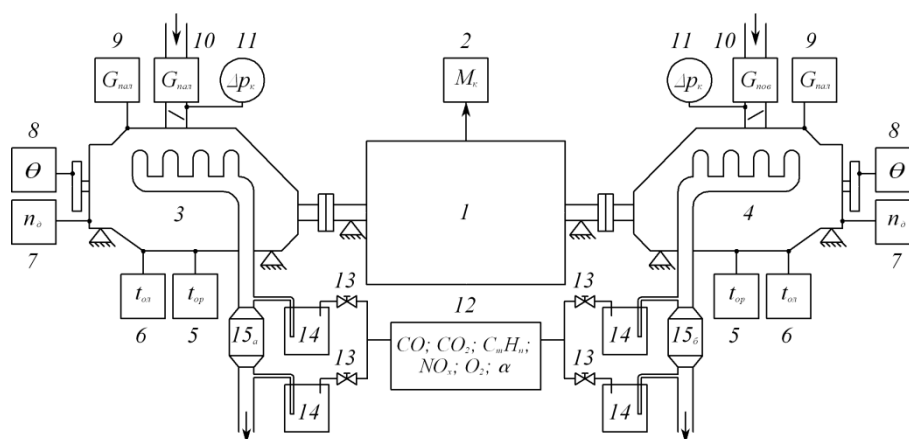


Рисунок 4.5 – Принципова схема експериментальної установки

- 1 – стенд обкатувально-гальмівний для випробування двигунів внутрішнього згорання SAK–670 із електричною гальмівною машиною GPFa17h (потужність 250 кВт, максимальна частота обертання 3200 хв-1);
- 2 – реєстратор величини крутного моменту;
- 3 – двигун VW BBY з коробкою перемикачів передач;
- 4 – двигун MeM3-245 з коробкою перемикачів швидкостей;
- 5 – датчик температури охолоджуючої рідини;
- 6 – датчик температури оливи в картері двигуна;
- 7 – прилад для вимірювання частоти обертання колінчастого вала двигуна;
- 8 – прилад для вимірювання кута випередження запалювання;
- 9 – прилад для вимірювання витрати палива;
- 10 – витратомір повітря РГ-100;
- 11 – зразковий вакуумметр;
- 12 – газоаналізатор Bosch BEA 060;
- 13 – дросельні вентиля;
- 14 – осушувачі проб ВГ;
- 15 – каталітичні нейтралізатори (а – попередній VW BBY, б – основний MeM3-245).

Частоту обертання колінчастого вала двигуна визначали штатним частотоміром, вмонтованим в стенд.

Витрату палива в стаціонарних режимах визначали масовим методом (електронні терези МЕРА-ВМ-2/3, ціна поділки шкали – 0,5 г) шляхом вимірювання часу витрати встановленої дози палива за допомогою електронного секундоміра (ТАКСУН-TS-613А, ціна поділки – 0,01 с). Дозу палива визначали в залежності від режимів роботи двигунів, при цьому мінімальний час заміру становив не менше 30 секунд.

Витрату повітря вимірювали ротаційними лічильниками газу РГ–100 (ціна поділки шкали лічильника складає 0,01 м³). Залежно від режиму роботи двигуна встановлювали дозу повітря для заміру. Вимірювання часу

здійснювали електронним секундоміром (TAKSUN-TS-613A, ціна поділки – 0,01 с).

Об'ємний вміст шкідливих речовин у ВГ і коефіцієнта надміру повітря визначали газоаналізатором Bosch BEA 060 (рис. 4.6).

Метрологічні характеристики приладів наведено в таблиці 4.7.



Рисунок 4.6 – Мобільний газоаналізатор Bosch BEA-060

Таблиця 4.7 – Метрологічні характеристики приладів і обладнання, що застосовувалося при проведенні експериментальних досліджень двигунів

№ п/п	Величина, яка вимірювалась	Розмірність	Засоби вимірювання	Діапазон вимірювання	Похибка вимірювання
1.	Частота обертання колінчастого вала	хв ⁻¹	автоматизований гальмівний стенд SAK-670	до 3200 хв ⁻¹	±1 хв ⁻¹
2.	Крутний момент	Н·м	динамометрична ланка з чутливим тензoeлементом	0...800 Н·м	±1 Н·м
3.	Маса палива	кг	електронні терези МЕРА ВМ – 2/3	0,0005...0,25 кг 0,25...1,0 кг 1,0...1,5 кг 1,5...2,0 кг 2,0...3,0 кг	± 0,0005 кг ± 0,0010 кг ± 0,0015 кг ± 0,0020 кг ± 0,0030 кг
4.	Об'єм повітря	м ³	ротаційний газовий лічильник РГ – 100	0...1 м ³	± 0,01 м ³
5.	Час	с	секундомір TAKSUN-TS-613A	0...180 с	± 0,01 с
6.	Розрідження у впускному трубопроводі	кПа	зразковий вакуумметр	-100...0 кПа	± 0,5 кПа

Продовження таблиці 4.7

7.	Кут випередження запалювання	$^{\circ}\text{п.к.в.}$	діагностичний інтерфейс OBD II зі спеціальним адаптером	-40...70 град. п.к.в.	± 1 град. п.к.в
8	Кут випередження запалювання	$^{\circ}\text{п.к.в.}$	стробоскоп SNAP-ON MT1241, шкала	-40...70 град. п.к.в.	± 1 град. п.к.в
9.	Температура охолоджуючої рідини	$^{\circ}\text{C}$	датчик температури з термістором	0...100 $^{\circ}\text{C}$	± 2 $^{\circ}\text{C}$
10.	Атмосферний тиск	Па	барометр-анероїд	81...106 кПа	$\pm 0,17$ кПа
11.	Температура повітря	$^{\circ}\text{C}$	ртутний термометр		$\pm 0,1\%$
12.	Відносна вологість повітря	%	волосяний гігрометр		$\pm 2,5$
13	Коефіцієнт надміру повітря	-	газоаналізатор Bosch BEA-060	0,5...6	$\pm 0,001$ -
14	Вміст компонентів у ВГ: CO CO ₂ O ₂	%	газоаналізатор Bosch BEA-060	0...10 % 0...18 % 0...21%	$\pm 0,03$ % $\pm 0,5$ % $\pm 0,1$ %
	C _m H _n в перерахунку на гексан (C ₆ H ₁₄) NO _x	млн ⁻¹	газоаналізатор Bosch BEA-060	0...9999 млн ⁻¹ 0...5000 млн ⁻¹	± 10 млн ⁻¹ ± 25 млн ⁻¹

Стендові випробування автомобіля ЗАЗ-1102 за Модернізованим Європейським їздовим циклом проводили у лабораторії ДП “ДержавтотрансНДІпроект” на роликовому стенді AVL типу RPL1220/12C23M17/APM150. Вказаний динамометричний стенд призначений для випробування як передньопривідних так і задньопривідних автомобілів зі спорядженою масою від 454 до 5400 кг та навантаженням на вісь не більше 4500 кг (рис. 4.7).

Концентрації шкідливих речовин у ВГ визначали за методикою відбору проб постійного об’єму «Constant Volume Sampling (CVS) method» за допомогою системи відбору проб моделі “EMMS-CVS-010” (рис. 4.9, 4.10). Відпрацьовані гази відбирають вже з розбавленого потоку (550 м³/год) до пробовідбірних мішків зі швидкістю 5 л/год упродовж всього циклу (1180 с). Паралельно з розбавленими ВГ в окремі мішки відбирається фонове повітря, для коректного визначення концентрацій шкідливих речовин. Після відбору зразків проводили аналіз газоаналітичним комплексом MEXA-7400DEGR

виробництва фірми Horiba Ltd (Японія), до складу якого входять газоаналізатори AIA-721 CO (зав. № 6423004), AIA-722 CO/CO₂ (зав. № 06420007), MPA-720 O₂ (зав. № 29416005), та блок OVN-728A (зав. № 430148001), в якому розміщені газоаналізатори FIA-725 A.N.THC, CLA-755 A, H.NO/NO_x та FIA-712HA. H.THC/CH₄ (рис. 4.8).

Для вимірювання витрати повітря використовували масовий витратомір повітря GF-90-A1A00ADAA00060DA5A4, зав. № 237506, з діапазоном вимірювань 8...1200 м³/год (рис. 4.11).

Витрату палива визначали гравіметричним витратоміром палива AVL моделі 733S.18, Зав. № 0587 (рис. 4.12).

Метрологічні характеристики приладів наведені в таблиці 4.8.



Рисунок 4.7 – Стенд моделюючий роликовий AVL тип RPL1220/12C23M17/APM150 і шафи управління стендом.



Рисунок 4.8 – Газоаналітична система MEXA-7400DEGR вимірювання концентрації нормованих забруднюючих речовин у газах.



Рисунок 4.9 – Дослідна повно-поточкова система відбору проб на основі універсальної системи відбору проб постійного об'єму (CVS) моделі EMMS-CVS-010, розробленої ДП "ДЕРЖАВТОТРАНСНДПРОЕКТ".



Рисунок 4.10 – Вакуумний насос CVS та шафа з частотним перетворювачем для управління ним.



Рисунок 4.11 – Масовий витратомір повітря GF-90-
A1A00ADAA00060DA5A4

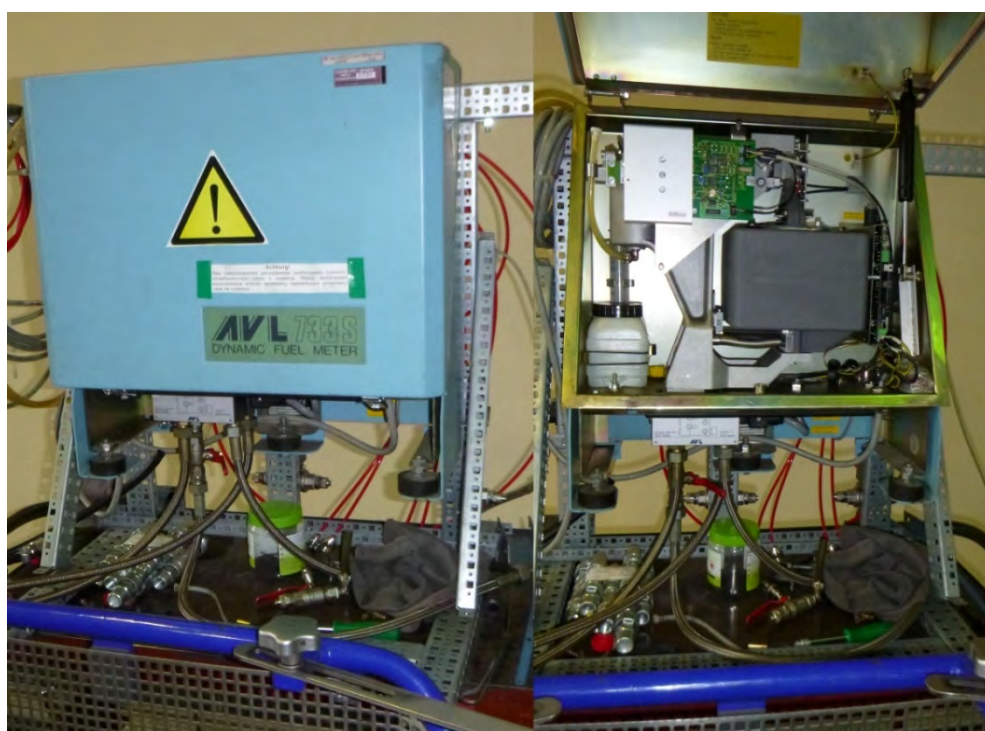


Рисунок 4.12 – Гравіметричний витратомір палива AVL моделі 733S.18

Таблиця 4.8 – Метрологічні характеристики приладів і обладнання, що застосовували при проведенні стендових випробувань

№ п/ п	Величина, яка вимірювалась	Розмір-ність	Засоби вимірювання	Діапазон вимірювання	Похибка вимірювання
1.	Швидкість автомобіля, Зусилля на поверхні барабана	км/год, кН	Стенд моделюючий роликовий AVL тип RPL 1220 / 12 C 23 M 17 / APM 150 Зав. № R-1305 Інв. № 5184	(0...2) км/год	зведена похибка $\pm 0,1$ % від повної шкали
				(2...200) км/год	зведена похибка $\pm 0,01$ % від повної шкали
				(-10...10,0) кН	зведена похибка $\pm 0,01$ % від повної шкали
2	Вимірювання об'ємної витрати для визначення масових викидів забруднюючих речовин у відпрацьованих газах	м ³ /год	Універсальна система відбору проб постійного об'єму (CVS) моделі EMMS-CVS-010 Зав. № 001. Інв. № 5345	(0,9...2200) м ³ /год	± 2 % від вимір-го значення
3	Витрата палива	кг/год	Гравіметричний витратомір палива AVL мод. 733S.18, Зав. № 0587, інв. № 3386	(0...150) кг/год	$\pm 0,4$ % (від вимірюного значення маси палива в діапазоні 50...1800 г)
4	Витрата повітря	кг/год	Масовий витратомір повітря GF-90-A1A00ADAA00060 DA5A4 Зав. № 237506. Інв. № 4153	(8...64) м ³ /год	$\pm 1,5$ % (від вимірюного значення)
				(64...1200) м ³ /год	$\pm 1,0$ % (від вимірюного значення)
5	Вміст CO у пробі газу	%	Газоаналітична система MEHA-7400DEGR, Зав. № 4301482001, Інв. № 4440	(0...0,2) % (0,2...0,5) %	$\pm 0,01$ % (абс.) ± 2 % (від вим. значення)
	Вміст CO у пробі газу	%		(0...0,6) % (0,6...12) %	$\pm 0,03$ % (абс.) ± 2 % (від вим.зн.)
	Вміст CO ₂ у пробі газу	%		(0...10) % (10...20) %	$\pm 0,5$ % (абс.) ± 2 % (від вим. зн.)
	Вміст C _m H _n у пробі газу	%		(0...0,02) % (0,02...0,5) %	$\pm 0,001$ % (абс.) ± 2 % (від вим. зн.)
	Вміст CH ₄ у пробі газу	%		(0...0,02) % (0,02...0,25) %	$\pm 0,001$ % (абс.) ± 2 % (від в. зн.)

Продовження таблиці 4.8

№ п/ п	Величина, яка вимірювалась	Розмір- ність	Засоби вимірювання	Діапазон вимірювання	Похибка вимірювання
	Вміст NO _x у пробі газу	%		(0...0,04) % (0,04...0,5) %	± 0,002 % (абс.) ± 2,2 % (від в. зн.)
	Вміст O ₂ у пробі газу	%		(0...2) % (2...25) %	± 0,1 % (абс.) ± 2,3 % (від вим. зн.)
6	Частота обертання колінчастого вала двигуна	хв ⁻¹	Газоаналітичний вимірювальний комплекс BOSCH (з системою аналізу відпрацьованих газів ESA 3. 250) Зав. № 760336499 Інв. № 3701	(100...12000) хв ⁻¹	± 10 % хв ⁻¹

4.6 Результати стендових випробувань двигунів

Оскільки в експлуатації використовують двигуни внутрішнього згорання з іскровим запалюванням з карбюраторними системами живлення і системами впорскування бензину при проведенні попередніх досліджень визначили вплив наявності спиртових сполук в бензині на показники роботи двигунів з названими системами живлення. Дослідження проводили на двигунах МеМЗ-245 з карбюраторною системою живлення і VW BBY з системою впорскування бензину і зворотним зв'язком.

Паливо для експерименту придбано у мережі заправних станцій. Провели аналіз основних фізико-хімічних властивостей бензинів у лабораторії ТОВ «ВЦ ПММ». Результати аналізів бензинів приведені у 2 розділі.

4.6.1 Результати випробування двигуна МеМЗ-245

На двигуні МеМЗ-245 дослідження проводили при частотах обертання в інтервалі 2100...2300 хв⁻¹, які широко використовуються в експлуатації і близькі до середньої частоти обертання автомобіля Таврія ЗАЗ-1102 при випробуванні за режимами Європейського їздового циклу.

Навантажувальні характеристики при штатних налаштуваннях головної дозуючої системи (діаметр головного паливного жиклера 1,0 мм) визначали за частоти обертання колінчастого вала двигуна 2100 хв^{-1} . Навантажувальні характеристики визначали за роботи на бензинах з вмістом спиртових сполук 0, 18 і 36%. Ці характеристики показані на рисунках 4.13 4.14. Числові експериментальні дані наведені в додатку А. При визначенні характеристик кут випередження запалювання був однаковим. За роботи двигуна на бензині з вмістом спиртових сполук в бензині 0% і 18% двигун працював стабільно.

Якщо порівнювати показники роботи двигуна на цих бензинах, необхідно зазначити, що за роботи на бензині з 18% спиртових сполук крутний момент двигуна і потужність зменшились, паливо-повітряна суміш збіднилась. В зв'язку з меншою теплотою згорання бензину з 18% спиртових сполук для отримання однакової потужності необхідно відкривати дросельну заслінку на більший кут, про що свідчать менші розрідження за дросельною заслінкою, що призвело до зростання годинних витрат повітря $G_{\text{пал}}$ і палива $G_{\text{п}}$ і ефективної питомої витрати бензину. В зв'язку з значним збідненням паливо-повітряної суміші концентрації в відпрацьованих газах CO , CO_2 , C_mH_n , і NO_x за роботи на бензині з 18% спиртових сполук зменшились.

При вмісті спиртових сполук у бензині 36% визначити характеристику в усьому інтервалі навантажувальних режимів роботи виявилось неможливим оскільки паливо-повітряна суміш збіднилась до $\alpha = 1,3$, почалися пропуски запалювання, двигун працював нестабільно, різко зросли концентрації вуглеводнів, максимальна в цьому швидкісному режимі потужність двигуна зменшилася на 37 % в порівнянні з бензином з 0% спиртових сполук і на 12,8 % в порівнянні з бензином з 18% спиртових сполук. Як і очікували, годинна витрата бензоспиртової суміші зросла в порівнянні з бензином, що пояснюється меншою нижчою теплотою згорання. Збільшення $G_{\text{пал}}$ для зони стабільної роботи складає в середньому 9%.

Характер зміни концентрацій в відпрацьованих газах CO , CO_2 , і NO_x в порівнянні з бензином з 18% спиртових сполук практично не змінився.

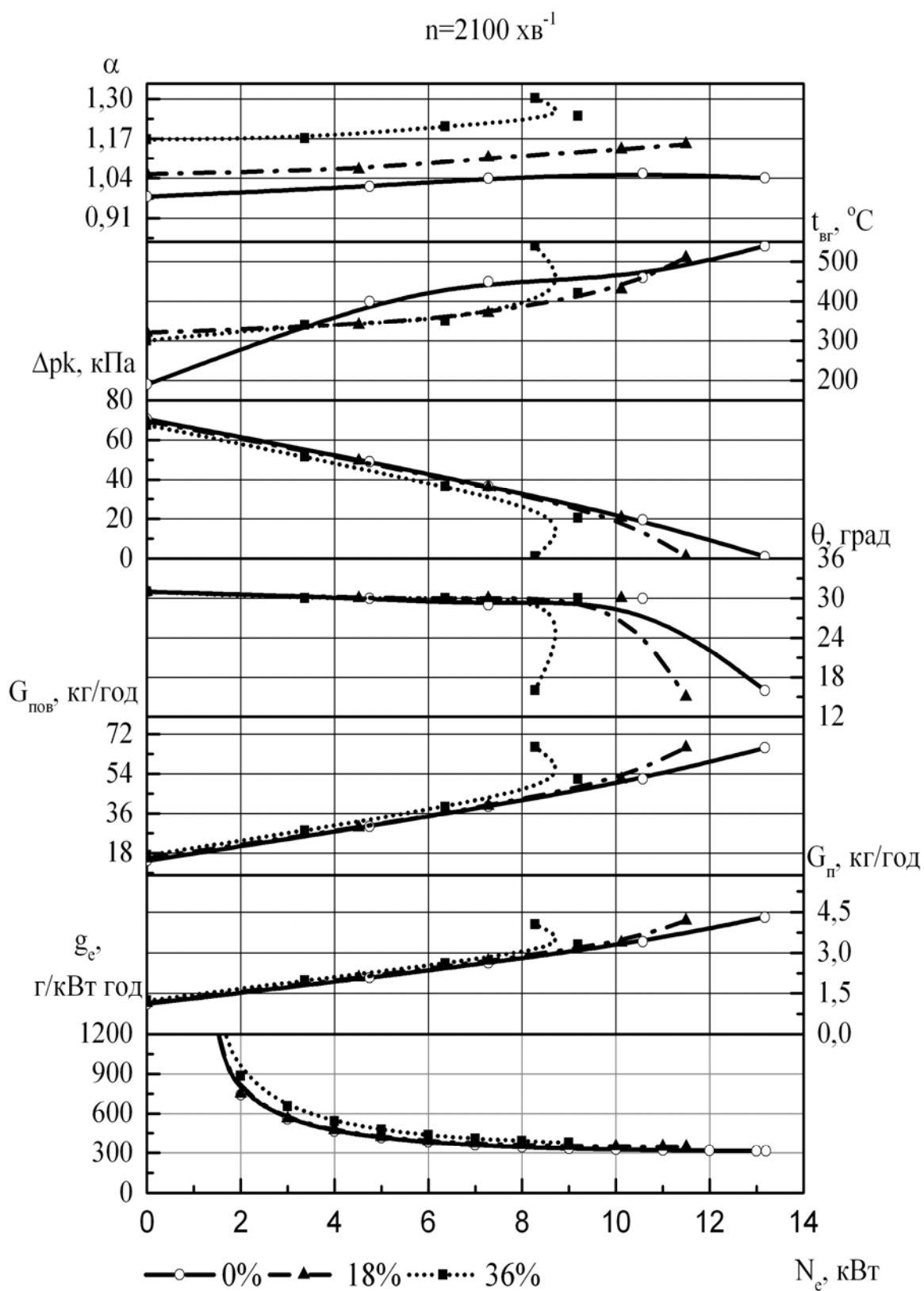


Рисунок 4.13 – Навантажувальна характеристика MeM3-245 (штатний жиклер)

Таким чином, випробування двигуна з карбюраторною системою живлення показали, що використання бензинів з вмістом спиртових сполук 36%, які є в продажу на бензозаправних станціях, може призвести до відмови в роботі двигуна.

Для встановлення причин надмірного збіднення суміші при використанні бензинів з великим вмістом спиртових сполук (36 %) і підтвердження висновків, отриманих у другому розділі, більш глибоко проаналізували результати, отримані при визначенні навантажувальної характеристики (рис. 4.13). За повного відкриття дросельної заслінки годинна витрата повітря за роботи двигуна на усіх бензинах була практично однаковою і складала 65,82, 65,89 і 66,23 кг/год. При цьому годинна витрата бензину відрізнялась, по мірі зростання вмісту спиртових сполук зменшувалась і відповідно складала 4,31, 4,18 і 4,04 кг/год. Таке зменшення витрати бензину додатково збіднює паливо-повітряну суміш за роботи на бензині з 36% спиртових сполук на 6,2 %. Отриманий результат підтверджує висновок другого розділу, про те, що значне збіднення паливо-повітряної суміші при використанні бензинів з великим вмістом спиртів є наслідком не лише нижчої теоретично необхідної кількості повітря для згорання одного кілограма бензину за незначного впливу густини бензину, а і зменшення витрати сумішевого бензину в порівнянні з витратою бензину без спиртових сполук в результаті вищої кінематичної в'язкості.

Таким чином, встановлено негативний вплив великого вмісту спиртових сполук у бензині на роботу двигуна при незмінному регулюванні головної дозуючої системи карбюратора. Необхідно зазначити, що при проведенні стендових досліджень двигуна MeM3-245 температура повітря в лабораторії становила близько 18°C, тому вплив температури на процес сумішоутворення за роботи двигунів на бензинах з великим вмістом спиртових сполук потребує окремого дослідження. Разом з тим необхідно зазначити, що використання спеціальних засобів для підігріву повітря на впуску вимагає додаткових витрат енергії і не буде сприяти поліпшенню роботи двигуна в широкому інтервалі зміни температур навколишнього середовища.

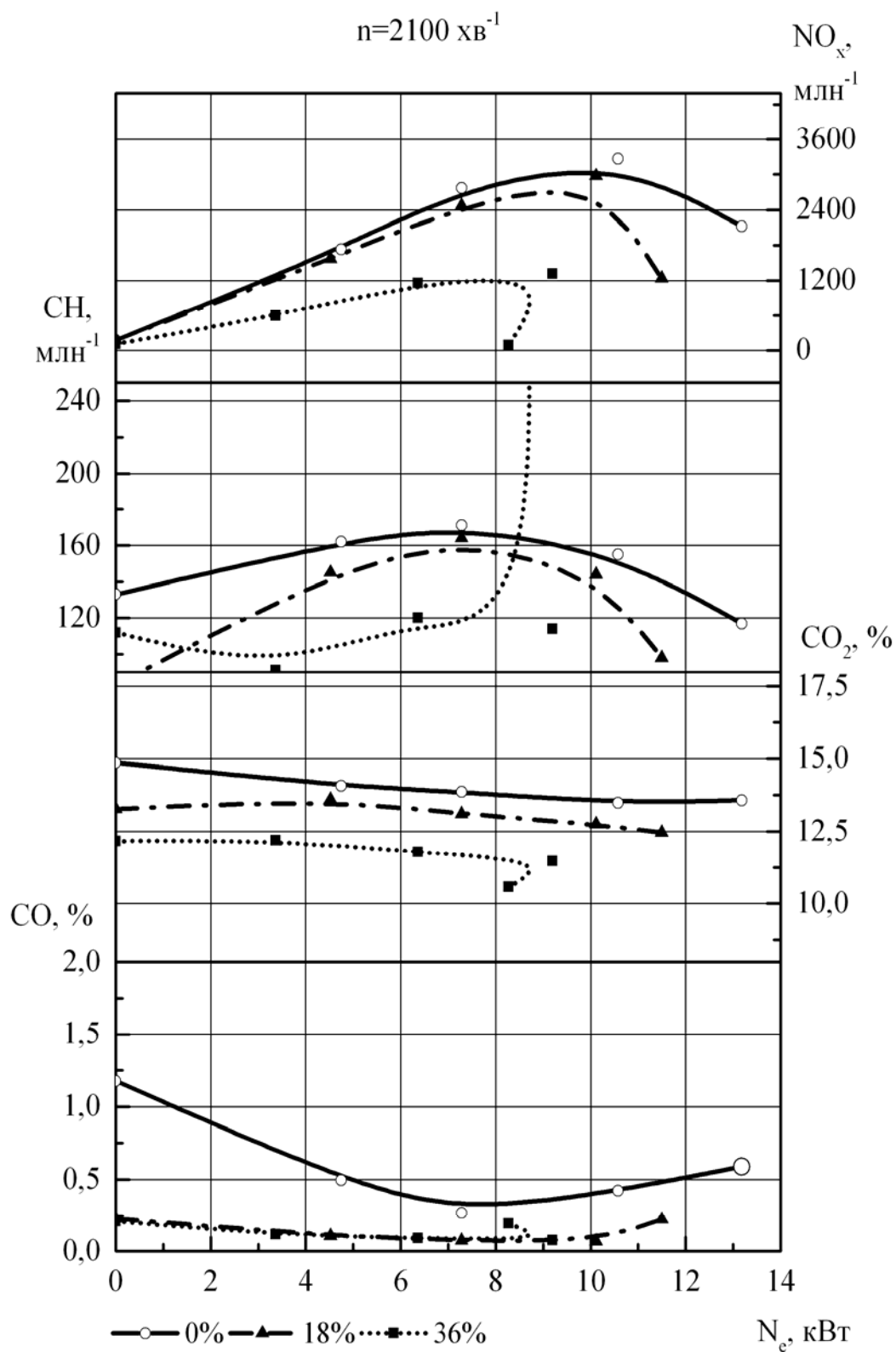


Рисунок 4.14 – Навантажувальна характеристика MeM3-245 (штатний жиклер)

Як видно з показаних навантажувальних характеристик (рис. 4.13), заміна бензину бензоспиртовою сумішшю приводить до значного збіднення паливо-повітряної суміші. Для визначення причин такого збіднення провели аналіз причин зміни складу паливо-повітряної суміші. Теоретично причиною може бути лише зміна витрати повітря і палива по мірі збільшення навантаження. Аналіз доцільно провести розглядаючи закономірності зміни витрат повітря і палива від розрідження на впуску двигуна, а не від навантаження, оскільки при однаковому розрідженні за роботи на різних паливах отримують різну потужність. На відміну від навантаження розрідження на впуску двигуна однозначно визначає витрати повітря і палива.

Експериментальні залежності годинної витрати повітря від розрідження на впуску двигуна за роботи на бензині без спирту та бензині з вмістом сиртових сполук 36% показані на рис. 4.15.

Як видно з показаних залежностей, вид палива не впливає на годинну витрату повітря. Тому основною причиною є зміна витрати палива. Залежності витрати бензину і бензоспиртової суміші від розрідження на впуску двигуна показані на рис. 4.16.

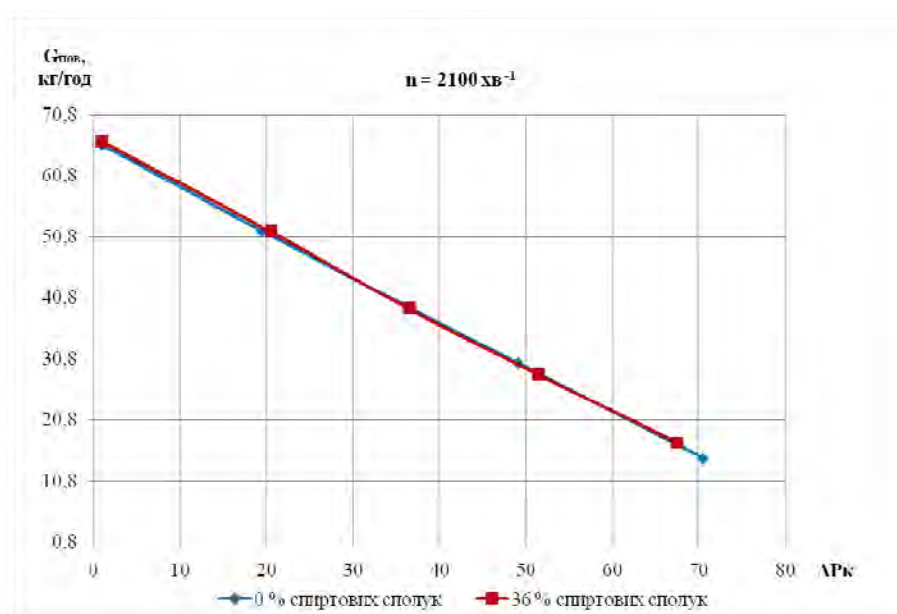


Рисунок 4.15 – Залежність годинної витрати повітря від розрідження у впускному колекторі двигуна MeM3-245 з штатним жиклером при роботі на бензині А-95 та на бензоспиртовій суміші з вмістом 36% спиртових сполук

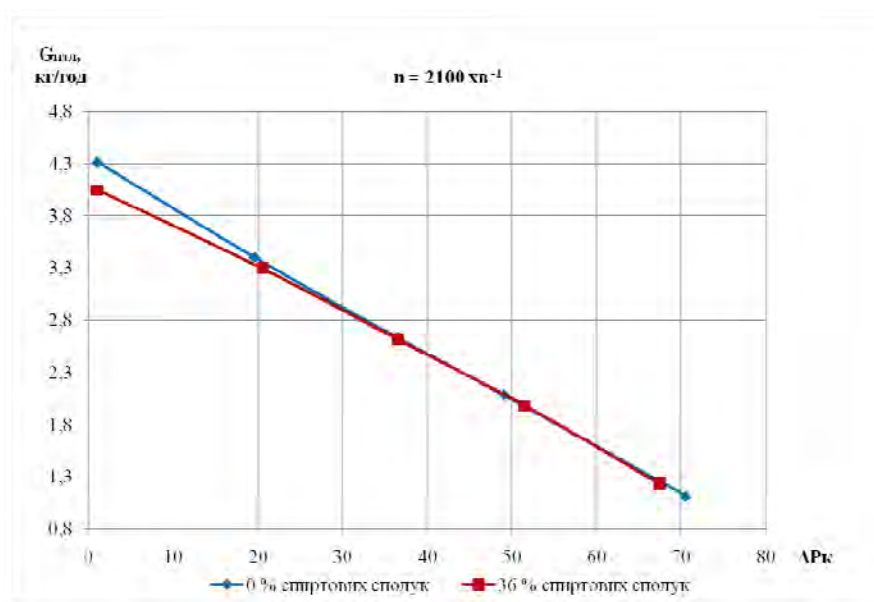


Рисунок 4.16 – Залежність годинної витрати палива від розрідження у впускному колекторі двигуна MeM3-245 з штатним жиклером при роботі на бензині А-95 та на бензоспиртовій суміші з вмістом 36% спиртових сполук

Як видно з показаних залежностей, однією з причин збіднення суміші є зменшення масової витрати бензоспиртової суміші в порівнянні з бензином, зокрема в зоні великих навантажень (мале розрідження на впуску). Це підтверджує достовірність висновків, отриманих в теоретичних дослідженнях про те, що за використання карбюраторної системи живлення збіднення складу паливо-повітряної суміші при використанні бензоспиртових сполук є результатом зменшення теоретично необхідної кількості повітря для згорання одного кг палива при практично незмінній їх густині, а також зменшення витрати палива через головний паливний жиклер карбюратора.

Для проведення подальших досліджень в усьому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів змінили налаштування головної дозуючої системи шляхом встановлення головного паливного жиклера збільшеної пропускної здатності. Відповідно з розрахунками розділу 2 діаметр отвору головного паливного жиклера був прийнятий 1,2 мм. Визначені навантажувальні характеристики двигуна показані на рис 4.17 і 4.18. Числові експериментальні дані наведені в додатку Б.

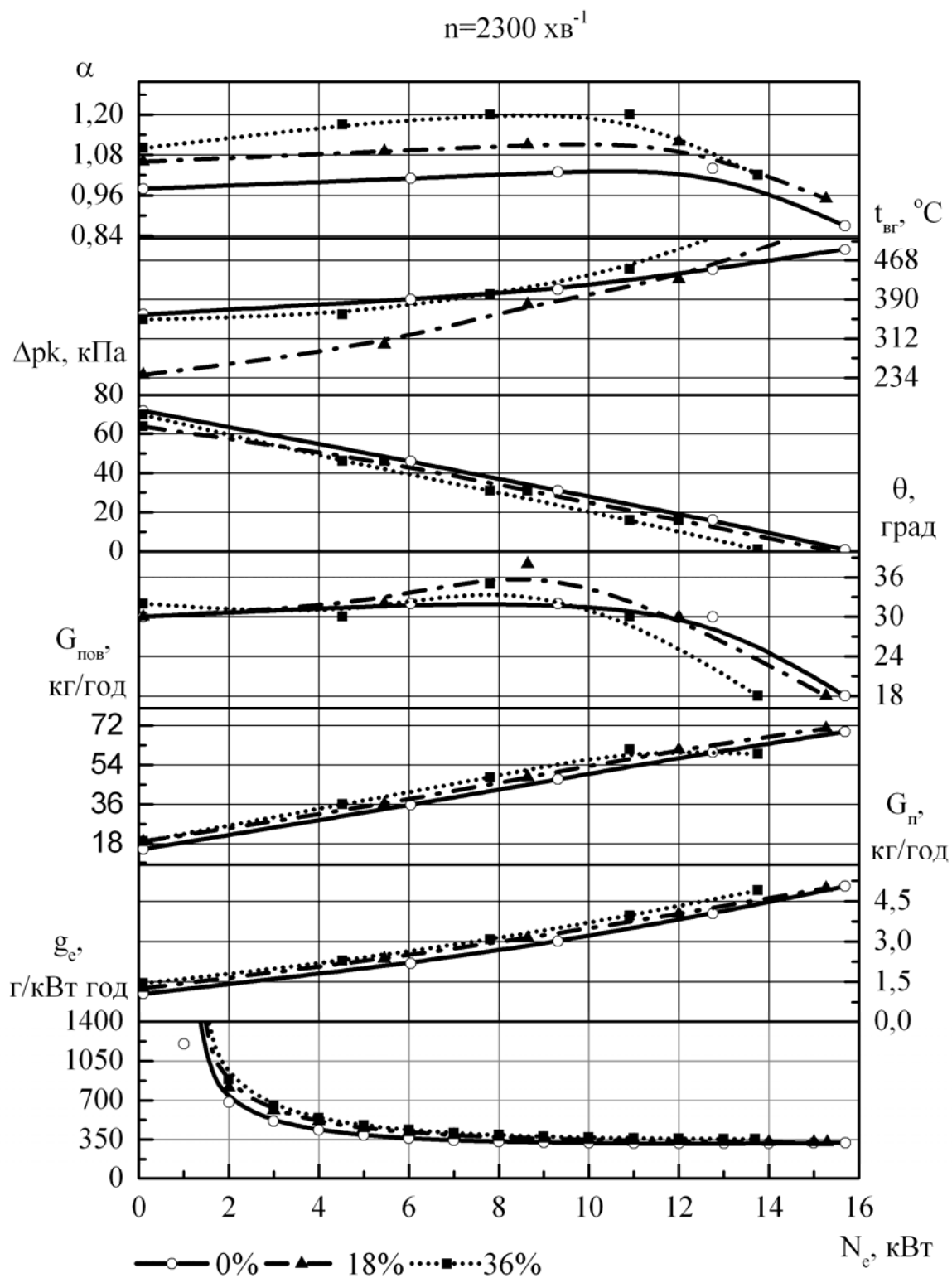


Рисунок 4.17 – Навантажувальна характеристика двигуна MeM3-245 (змінений жиклер)

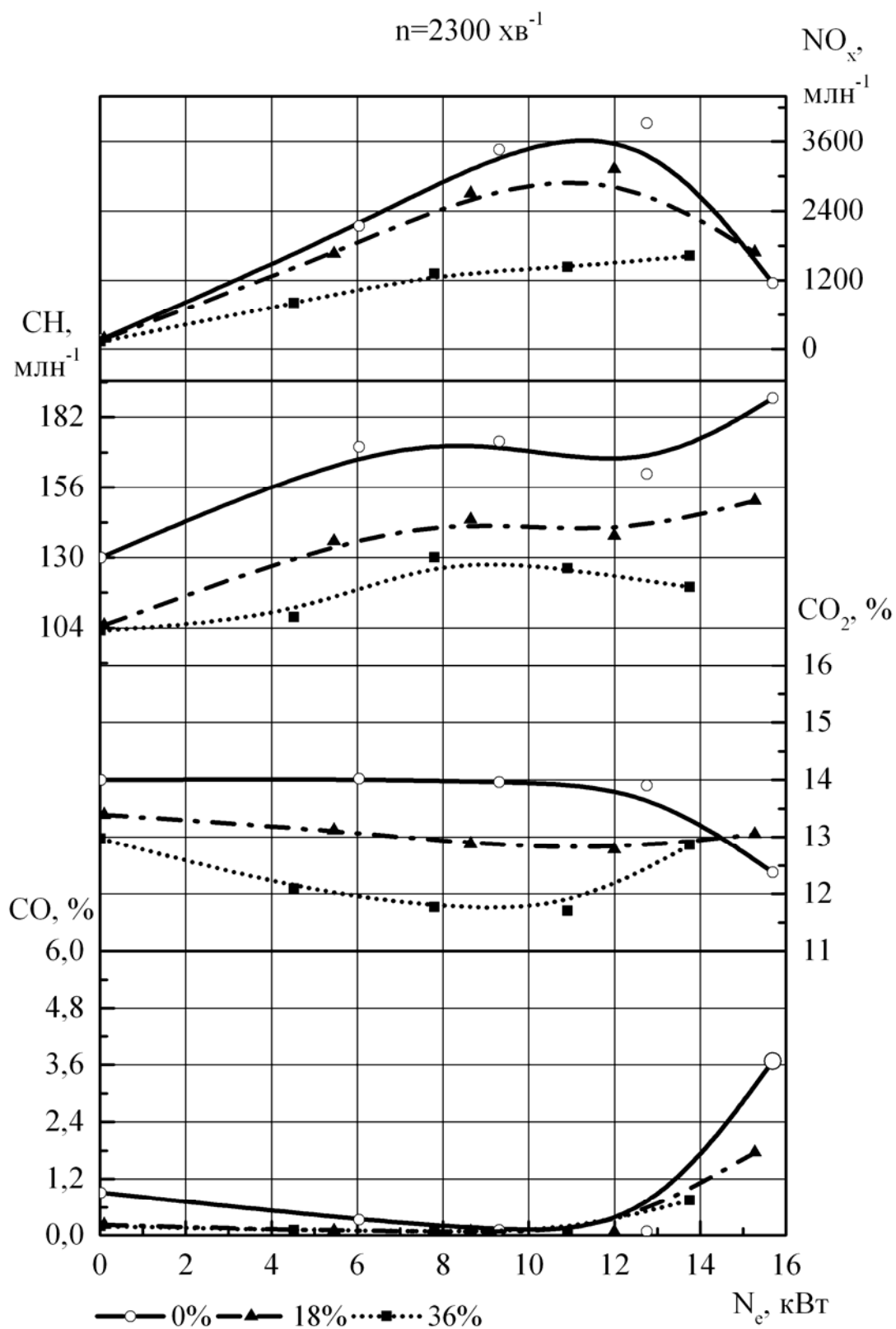


Рисунок 4.18 – Навантажувальна характеристика двигуна MeM3-245 (змінений жиклер)

В результаті заміни головного паливного жиклера на жиклер з збільшеним отвором двигун почав стабільно працювати у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів. По мірі збільшення вмісту спиртових сполук в бензині величина α зростає (рис 4.17). При максимальному навантаженні по мірі зростання вмісту спиртових сполук від 0% до 36% α збільшується з $\alpha = 0,895$ (без спиртових сполук) до $\alpha = 1,072$ (при 36% спиртових сполук). Така зміна α стала причиною зниження потужності двигуна з 15,69 кВт до 13,76 кВт. Але двигун стабільно працював у всьому діапазоні швидкісних режимів роботи без пропусків запалювання, про що свідчать концентрації вуглеводнів у відпрацьованих газах (рис. 4.18). Годинна і питома витрати бензоспиртової суміші в усьому навантажувальному діапазоні більші в порівнянні з бензином без спиртових сполук внаслідок нижчої теплоти згорання. Концентрації забруднюючих речовин в відпрацьованих газах в цьому швидкісному режимі за роботи в більшості навантажувальних режимів по мірі зростання вмісту спиртових сполук зменшуються.

З використанням визначених навантажувальних характеристик проаналізували зміну деяких показників роботи двигуна на різних бензинах. Підтверджено зниження витрати бензину з 36% спиртових сполук в порівнянні з витратою бензину без спиртових сполук, якщо порівняння проводити в залежності від показника, який характеризує навантажувальний режим двигуна.

Це видно з рис. 4.19, на якому показані залежності годинної витрати палива від розрідження за дросельною заслінкою. В зоні великих навантажень, де працює головна паливна система карбюратора має місце зниження годинної витрати палива при використанні бензоспиртової суміші (36% спиртових сполук). За роботи в режимах близьких до холостого ходу годинна витрата бензоспиртової суміші незначно більша від цього показника за роботи на бензині.

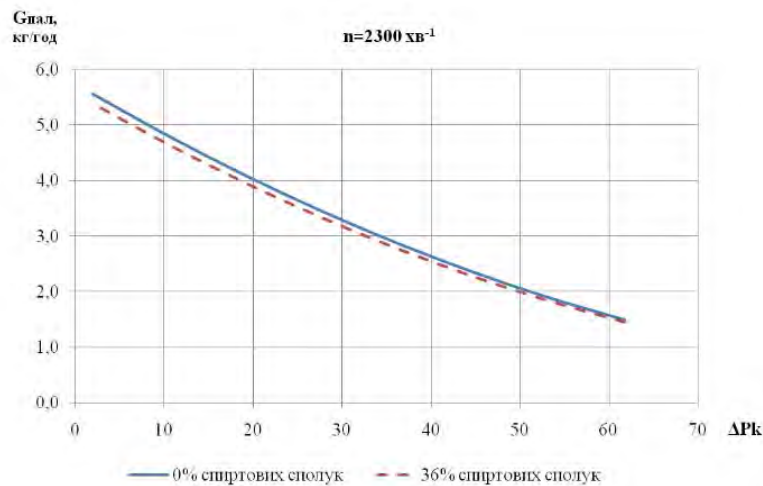


Рисунок 4.19 – Залежність годинної витрати палива від розрідження у впускному колекторі двигуна MeM3-245 зі збільшеним жиклером при роботі на бензині А-95 та на бензоспиртовій суміші з вмістом 36% спиртових сполук.

Якщо оцінювати стабільність роботи двигуна за вмістом вуглеводнів у відпрацьованих газах в залежності від крутного моменту (рис. 4.20), двигун працював стабільно в усьому навантажувальному діапазоні на обох видах палива. Дещо більші концентрації вуглеводнів за роботи на бензині без добавок спирту можна пояснити незначним збагаченням паливо- повітряної суміші. Це видно з характеристик на рис. 4.21, на якій показані залежності коефіцієнта надміру повітря від крутного моменту.

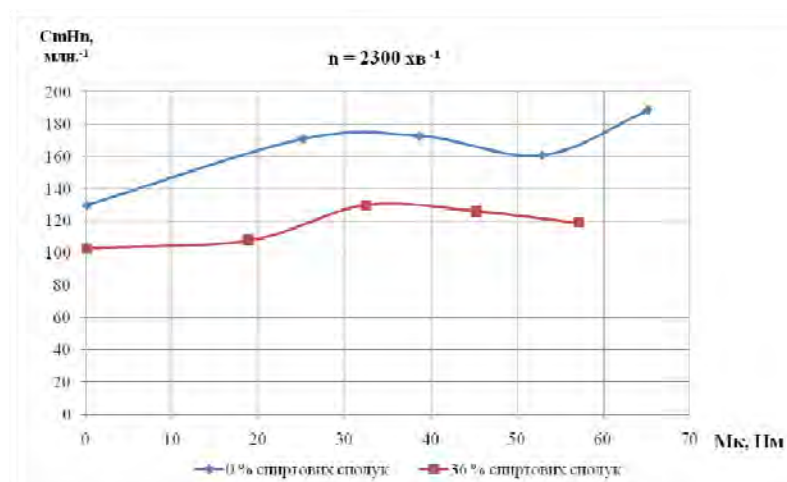


Рисунок 4.20 - Концентрації вуглеводнів у відпрацьованих газах двигуна MeM3-245 зі збільшеним жиклером при роботі на бензині А-95 та на бензоспиртовій суміші з вмістом 36% спиртових сполук

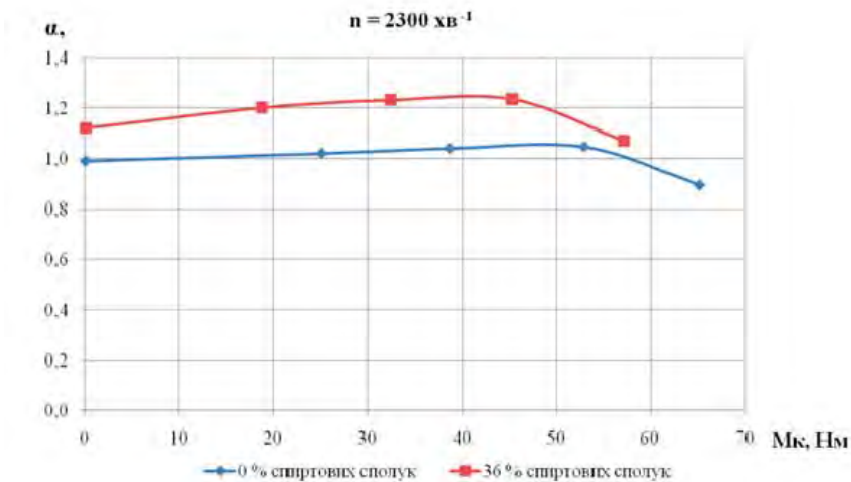


Рисунок 4.21 - Залежність коефіцієнта надміру повітря від крутного моменту двигуна MeM3-245 зі збільшеним жиклером при роботі на бензині А-95 та на бензоспиртовій суміші з вмістом 36% спиртових сполук

При збільшенні діаметра головного паливного жиклера двигун стабільно працює на дещо збідненій паливо- повітряній суміші при використанні бензоспиртової суміші. При використанні бензину А-95 паливо-повітряна суміш дещо збагачується.

Таким чином, можна стверджувати, що при використанні бензоспиртових сумішей з вмістом спиртових сполук близько 40% за об'ємом одним з шляхів раціонального використання таких сумішей є зміна дозуючих пристроїв карбюратора, зокрема розмірів головного паливного жиклера.

Для підтвердження стабільної роботи двигуна MeM3-245 в усіх можливих швидкісних і навантажувальних режимах при встановленому головному паливному жиклері та отримання даних для розроблення математичної моделі двигуна як джерела механічної енергії, споживача палива різного складу та джерела викиду забруднюючих речовин з відпрацьованими газами був проведений трифакторний експеримент, незалежними параметрами в якому прийняті вміст спиртових сполук в бензині (в %), частота обертання (хв^{-1}) і крутий момент двигуна (Нм). Крім того, була визначена характеристика холостого ходу.

Результати трифакторного експерименту наведені в додатку Б.

4.6.2 Результати випробування двигуна VW BBY

Випробування двигуна VW BBY почали з перевірки роботоздатності двигуна на трьох видах палива: бензині з нульовим вмістом спиртових сполук, з 18% та 36% спиртових сполук в різних швидкісних та навантажувальних режимах [90]. Двигун працював стабільно. Для оцінки паливної економічності, екологічних і енергетичних показників двигуна в усіх можливих режимах роботи та отримання даних для створення математичної моделі двигуна був проведений трифакторний експеримент з трьома незалежними параметрами: вміст спиртових сполук в бензині (в %), частота обертання (хв^{-1}) і крутний момент двигуна (Нм). Крім того, була визначена характеристика холостого ходу. План і результати випробування двигуна VW BBY в трифакторному і двофакторному (для режиму холостого ходу) наведені в додатку В.

З використанням результатів експерименту створили математичні моделі двигуна, детальний опис яких навели в 5 розділі. Нижче наведений аналіз навантажувальних характеристик, отриманих з використанням математичної моделі для частоти обертання 2300 хв^{-1} , яку часто використовують при випробуванні легкового автомобіля в режимах руху за їздовим циклом. Такі характеристики показані на рисунках 4.22 і 4.23.

Аналіз характеристик показує, що система впорскування з зворотним зв'язком забезпечує роботу двигуна на складі паливо-повітряної суміші близькому до стехіометричного хоча за роботи на бензоспиртовій суміші коефіцієнт надміру повітря, зокрема в зоні великих навантажень незначно більший. Однакову потужність двигуна в усіх навантажувальних режимах отримують не зміною положення дросельної заслінки (ΔP_k для всіх бензинів однакове), як в карбюраторному двигуні, а необхідною зміною циклової подачі палива, про що свідчать більші величини годинної і питомої витрат палива при однакових витратах повітря. Вид палива практично не впливає на величину кута випередження запалювання.

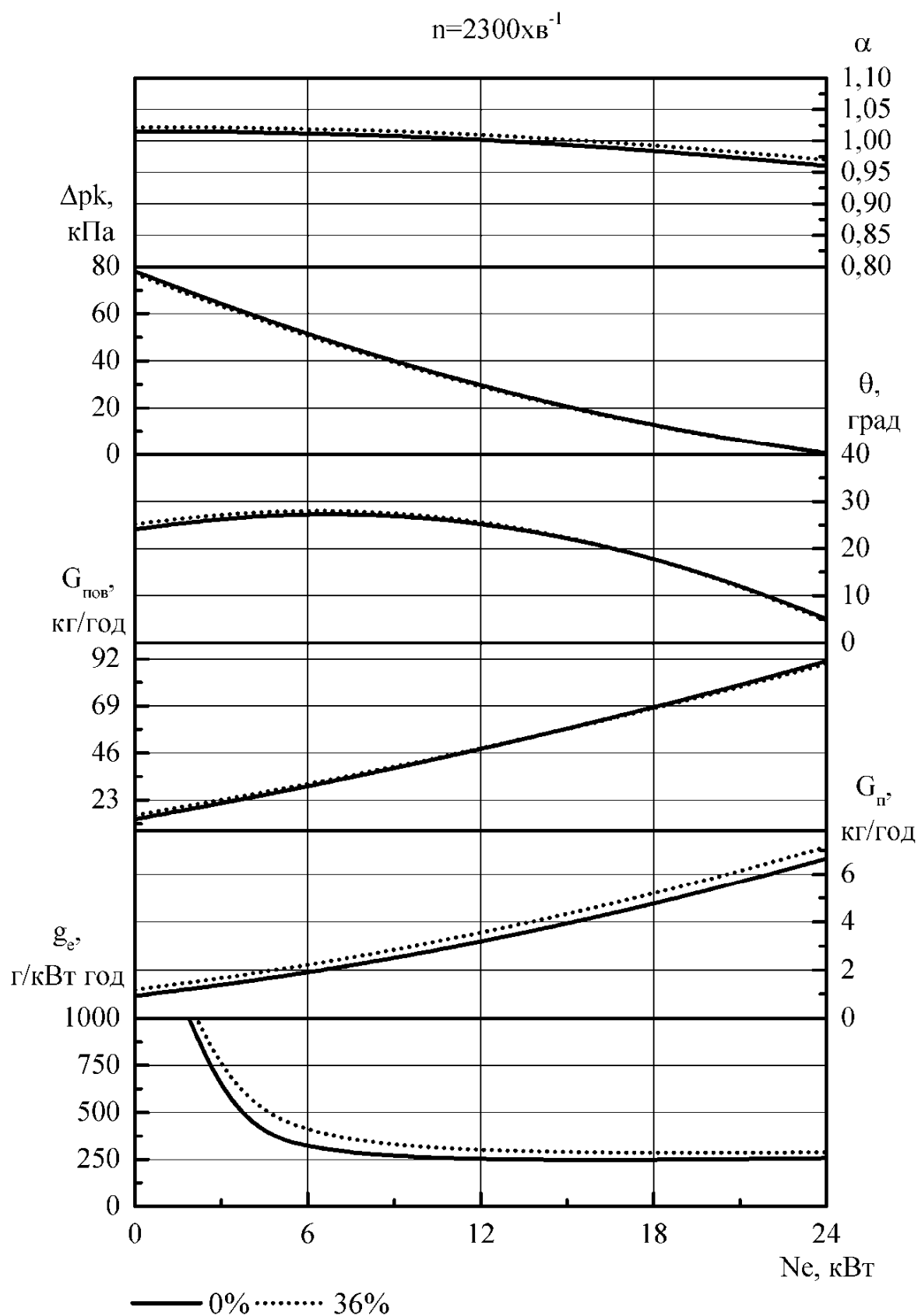


Рисунок 4.22 – Навантажувальна характеристика двигуна VW BBU

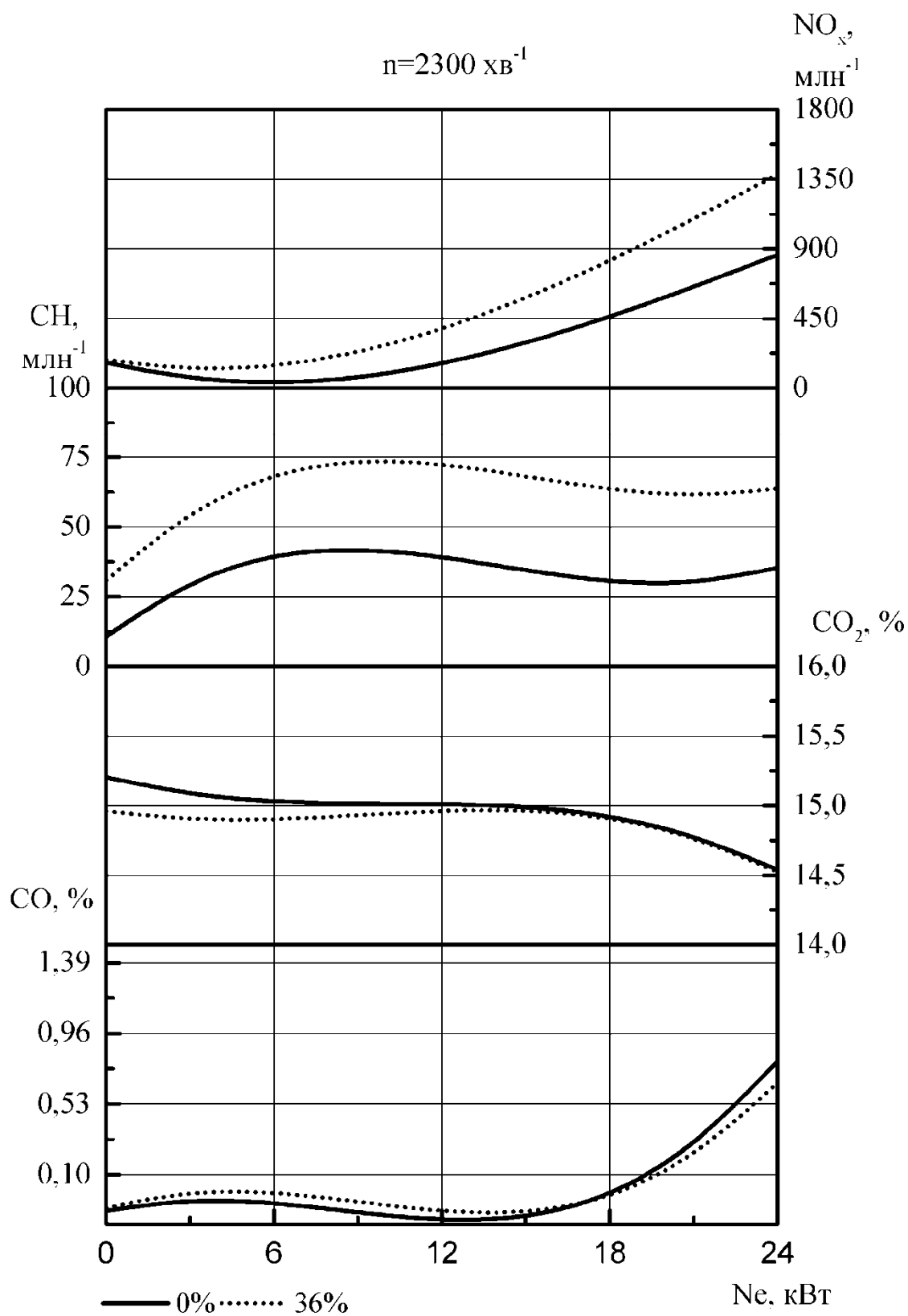


Рисунок 4.23 – Навантажувальна характеристика двигуна VW BBY

Оскільки склад паливо-повітряної суміші система управління підтримувала близьким до стехіометричного на всіх видах палива, закономірності зміни концентрацій забруднюючих речовин в відпрацьованих газах однакові. При цьому концентрації оксидів вуглецю практично однакові. Разом з тим концентрації вуглеводнів за роботи на бензоспиртовій суміші значно вищі, хоча абсолютна їх величина незначна. Це пояснюється впливом різних факторів, зокрема хімічним складом палив.

Концентрації оксидів азоту за роботи на бензоспиртовій суміші теж вищі, зокрема за роботи двигуна з великим навантаженням, де, як зазначалось вище, за роботи на бензоспиртовій суміші коефіцієнт надміру повітря більший. Вплив цих відмінностей на показники автомобіля буде визначений при розрахунках показників автомобіля в русі за режимами їздового циклу. Збільшення годинної і питомої витрат палива при однаковій величині потужності пояснюється нижчою теплотою згорання палив з великим вмістом спиртових сполук.

Для обґрунтування положення про корегування циклової подачі палива при зміні виду палива визначили залежності годинної витрати бензину з нульовим вмістом спиртів і 36% від годинної витрати повітря. Ці залежності показані на рис.4.24.

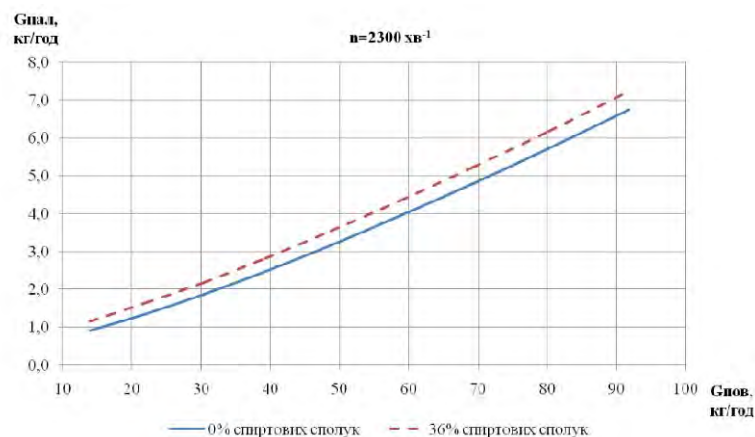


Рисунок 4.24 – Залежність годинної витрати палива від годинної витрати повітря двигуна VW BBY при роботі на бензині А-95 та на бензоспиртовій суміші з вмістом 36% спиртових сполук

З цих залежностей видно, що витрата бензоспиртових сполук вища в порівнянні з бензином. Це пояснюється тим, що для підтримання складу паливо- повітряної суміші, близького до стехіометричного, що важливо для ефективної роботи каталітичного нейтралізатора, електронний блок управління збільшує циклову подачу палива. Це необхідно, оскільки теоретична кількість повітря для згорання 1 кг бензоспиртової суміші, як показано в 2 розділі, менша в порівнянні з бензином.

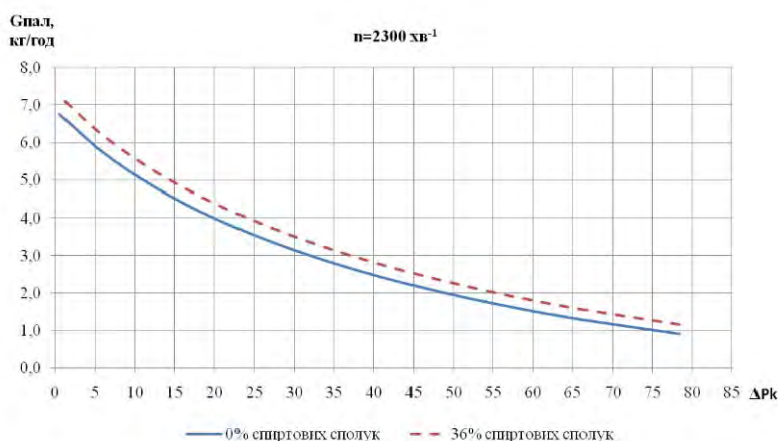


Рисунок 4.25 – Залежність годинної витрати палива від розрідження у впускному колекторі двигуна VW BBY при роботі на бензині А-95 та на бензоспиртовій суміші з вмістом 36% спиртових сполук

Збільшення витрати бензоспиртової суміші в порівнянні з бензином підтверджує характеристика годинної витрати палива в залежності від розрідження за дросельною заслінкою ΔP_k (рис. 4.25).

Така закономірність зміни годинної витрати палива за роботи двигуна з системою впорскування і зворотним зв'язком забезпечує склад паливоповітряної суміші, близький до стехіометричного в усьому діапазоні навантажень як за роботи на бензині так і на бензоспиртовій суміші. Це видно з характеристики, показаної на рис. 4.26. Незначну різницю між коефіцієнтом надміру повітря на бензині і бензоспиртовій суміші можна пояснити різною величиною вмісту кисню в відпрацьованих газах за роботи на бензині і бензоспиртовій суміші при стехіометричній паливо- повітряній суміші.

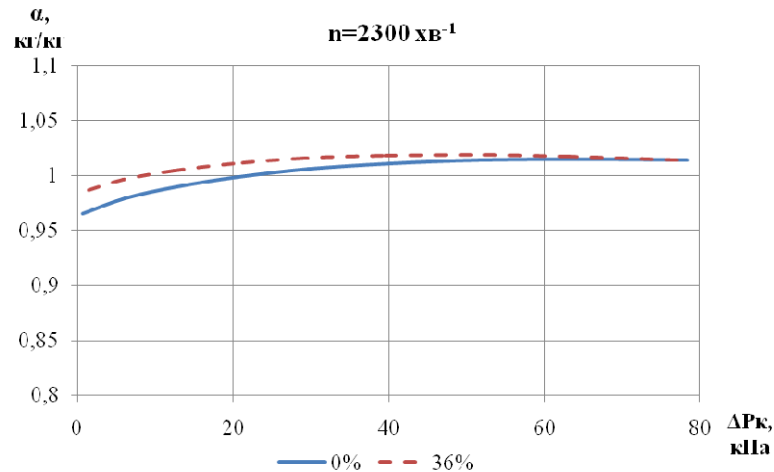


Рисунок 4.26 – Залежність коефіцієнта надміру повітря від розрідження у впускному колекторі двигуна VW BBY при роботі на бензині А-95 та на бензоспиртовій суміші з вмістом 36% спиртових сполук

Таким чином, за результатами попередніх експериментальних досліджень можна стверджувати, що переведення бензинового двигуна з системою впорскування і зворотним зв'язком з бензину на бензоспиртову суміш (до 36% спиртових сполук) можливе без будь-яких змін в регулюванні систем двигуна. Тому, в подальших дослідженнях визначали лише показники паливної економічності і екологічні показники двигуна і автомобіля за використання названих видів палива.

В таблиці додатку В наведено результати випробувань двигуна VW BBY згідно плану трифакторного експерименту для навантажувальних режимів роботи двигуна і плану двофакторного експерименту для роботи двигуна в режимі холостого ходу.

4.7. Висновки до розділу 4

1. Карбюраторний двигун зі штатною системою живлення працює нестабільно за роботи на бензоспиртових сумішах з високим вмістом спиртових сполук. Спостерігаються пропуски робочих циклів починаючи з зони середніх навантажень. Різко падає потужність двигуна, зростають концентрації

вуглеводнів, паливо-повітряна суміш збіднюється до критичного значення межі займання від електричної іскри.

2. Збільшення діаметра головного паливного жиклера згідно висновкам розділу 2 призвело до незначного збагачення паливо- повітряної суміші за роботи на бензині А-95. Склад паливо - повітряної суміші за роботи на бензоспиртовій суміші був близьким до оптимального.

3. При зміненому регулюванні головної дозуючої системи використанням головного паливного жиклера з більшою пропускною здатністю карбюраторний двигун стабільно працює у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів за роботи на бензоспиртових сумішах з високим вмістом спиртових сполук. Годинна і питома витрати бензоспиртової суміші зростають в порівнянні з бензином без спиртових сполук. Концентрації забруднюючих речовин в відпрацьованих газах за роботи на бензоспиртовій суміші по мірі зростання вмісту спиртових сполук зменшуються.

4. Двигун з системою впорскування і зворотним зв'язком стабільно працює у всьому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів як при роботі на товарному бензині, так і на бензоспиртових сумішах з вмістом спиртових сполук до 36%. При роботі двигуна на бензоспиртових сумішах спостерігається збільшення витрати палива.

5. Система впорскування із зворотним зв'язком підтримує склад паливо-повітряної суміші, близький до стехіометричного корегуванням циклової подачі палива хоча за роботи на бензоспиртовій суміші коефіцієнт надміру повітря, зокрема в зоні великих навантажень незначно більший. При цьому концентрації оксидів вуглецю практично однакові. Разом з тим концентрації вуглеводнів за роботи на бензоспиртовій суміші вищі, хоча абсолютна їх величина незначна. Це пояснюється впливом різних факторів, зокрема хімічним складом палив. Концентрації оксидів азоту за роботи на бензоспиртовій суміші теж вищі, зокрема за роботи двигуна з великим навантаженням, де, як зазначалось вище, за роботи на бензоспиртовій суміші коефіцієнт надміру повітря більший.

РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І РОЗРАХУНКОВИХ
ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ДВИГУНІВ І АВТОМОБІЛІВ З РІЗНИМИ
СИСТЕМАМИ ЖИВЛЕННЯ НА БЕНЗОСПИРТОВИХ СУМІШАХ**5.1 Математичні моделі двигунів з різними системами живлення як
споживачів палива та джерел шкідливих викидів за роботи на
бензоспиртових сумішах з різною за величиною добавкою спиртових
сполук**

За результатами експериментальних стендових досліджень визначено коефіцієнти поліноміальних залежностей для бензинових двигунів: МеМЗ-245 з карбюраторною системою живлення і VW BBY з системою впорскування та зворотним зв'язком за роботи на бензині та бензоспиртових сумішах.

Опис двигуна як споживача палива та джерела шкідливих викидів виконують відповідно від режиму роботи двигуна. Так для режиму холостого ходу вхідними параметрами є частота обертання колінчастого вала двигуна n_0 , об'ємна частка спиртових сполук у бензині r_c , а в навантажувальних режимах – частота обертання колінчастого вала двигуна n_0 , об'ємна частка спиртових сполук у бензині r_c і навантаження (крутний момент M_k або розрідження у впускному трубопроводі Δp_k).

Для опису вищевказаних режимів роботи двигуна найкраще підходить поліном другого ступеня. Математичний опис залежностей і загальний план проведення експериментальних досліджень наведено у розділі 4.

Загальний вигляд поліноміальної залежності для описання роботи двигуна в режимі холостого ходу:

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

В навантажувальному режимі для витрати палива та повітря, розрідження у впускному колекторі, кута випередження запалювання:

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

Для концентрацій компонентів відпрацьованих газів (VW BBY):

$$f(x_1, x_2, x_3) = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 + a_{33} \cdot x_3^2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + a_{23} \cdot x_2 \cdot x_3 + a_{111} \cdot x_1^3 + a_{222} \cdot x_2^3 + a_{333} \cdot x_3^3 + a_{112} \cdot x_1^2 \cdot x_2 + a_{113} \cdot x_1^2 \cdot x_3 + a_{122} \cdot x_1 \cdot x_2^2 + a_{223} \cdot x_2^2 \cdot x_3 + a_{133} \cdot x_1 \cdot x_3^2 + a_{233} \cdot x_2 \cdot x_3^2 + a_{123} \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3$$

Значення коефіцієнтів апроксимації наведені у таблицях 5.1 і 5.2.

Таблиця 5.1 – розраховані значення коефіцієнтів апроксимації для режимів холостого ходу двигунів MeM3-245i VW BBY

Параметр	Коефіцієнти апроксимації					
	a_0	a_1	a_2	a_{11}	a_{22}	a_{12}
MeM3-245						
α	1,049	0	0,053	0,001	-0,004	0,01
$G_{\text{пал}}$	1,087	0,378	0,045	0,023	0,007	0,04
$G_{\text{пов}}$	14,571	5,753	0,73	0,417	-0,088	0,735
CO	0,56	0,024	-0,344	-0,06	0,057	-0,065
CO_2	13,467	-0,059	-0,371	0,051	-0,039	-0,023
$C_n H_m$	168	-48,083	-23,25	-3,125	-1,625	6,75
NO_x	130,111	55,333	-22	1,042	-2,208	-10,5
VW BBY						
α	1,024	0,002	0,008	-0,001	-0,003	0,001
$G_{\text{пал}}$	1,038	0,259	0,025	0,047	-0,002	0,015
$G_{\text{пов}}$	13,752	3,88	-0,082	0,351	0,106	-0,023
CO	0,538	0,052	-0,002	-0,027	0,001	-0,008
CO_2	13,816	0,015	0,046	-0,021	0,025	-0,099
$C_n H_m$	124,273	-3,107	4,25	3,24	-4,51	-2,309
NO_x	178,455	119,464	-2,036	39,216	6,716	-7,574

Таблиця 5.2 – розраховані значення коефіцієнтів апроксимації для навантажувальних режимів двигунів MeM3-245 і VW BBY

Параметр	Коефіцієнти апроксимації									
	a_0	a_1	a_2	a_3	a_{11}	a_{22}	a_{33}	a_{12}	a_{13}	a_{23}
MeM3-245										
α	1,123	0,077	0,015	0,048	0,004	-0,036	-0,091	-0,001	0,014	0,034
θ	31,956	0	7	8,3	-0,444	1,556	-6,944	0,375	0,375	0,125
$G_{\text{пал}}$	3,334	0,343	1,569	-2,402	0,179	0,799	0,224	0,242	-0,045	-1,095
$G_{\text{пов}}$	47,361	1,325	21,591	-25,615	1,622	1,232	0,752	1,832	-1,322	-11,152
CO	0,376	-0,023	0,234	-0,453	0,04	0,155	0,155	-0,014	0,001	-0,243
CO_2	13,073	-0,17	-0,171	0,076	-0,499	0,016	0,391	-0,221	-0,699	-0,069
$C_n H_m$	137,311	-41,7	-39,5	-7,3	13,611	20,611	-6,389	10,125	-2,625	-9,375
NO_x	1274,667	-268	290	-260	6,667	356,667	-1053,333	-110	55	-35
VW BBY										
α	0,995	0,003	-0,031	-0,04	0	-0,019	-0,014	-0,002	0,001	-0,026
θ	29,346	0	4,333	-9,143	-1,726	0,509	-10,903	-0,375	-0,375	1,625
$G_{\text{пал}}$	5,142	0,305	3,936	4,401	0,2	0,974	0,558	0,169	0,074	2,861

Продовження таблиці 5.2

$G_{\text{пов}}$	71,687	0,414	44,335	53,739	-1,471	3,444	4,134	0,483	-0,85	31,32
Коефіцієнти апроксимації для полінома III ступеня VW BBY										
	CO		C_nH_m		NO_x		CO_2			
a_0	-1		104.1701		-711.2194		15.3797			
a_1	0,0955		0.6659		-31.1123		-0.0815			
a_2	$1,5973 \cdot 10^{-3}$		-0.0841		0.8149		$-3.1814 \cdot 10^{-4}$			
a_3	0,0237		1.5584		-18.1376		-0.0215			
a_{11}	$-3,0993 \cdot 10^{-3}$		-0.0957		1.0565		$8.8762 \cdot 10^{-4}$			
a_{22}	$-7,2678 \cdot 10^{-7}$		$2.3629 \cdot 10^{-5}$		$-2.363 \cdot 10^{-4}$		$1.4719 \cdot 10^{-7}$			
a_{33}	$-1,847 \cdot 10^{-3}$		-0.0418		0.402		$4.5127 \cdot 10^{-4}$			
a_{12}	$-2,1433 \cdot 10^{-5}$		$7.8232 \cdot 10^{-4}$		0.0121		$1.7305 \cdot 10^{-5}$			
a_{13}	$3,0648 \cdot 10^{-4}$		$9.3673 \cdot 10^{-3}$		0.1102		$8.4213 \cdot 10^{-4}$			
a_{23}	$1,0316 \cdot 10^{-5}$		$2.1929 \cdot 10^{-4}$		$2.1926 \cdot 10^{-3}$		$8.3657 \cdot 10^{-6}$			
a_{111}	$1,0288 \cdot 10^{-6}$		$1.829 \cdot 10^{-3}$		$-2.0576 \cdot 10^{-3}$		$3.2007 \cdot 10^{-5}$			
a_{222}	$9,3964 \cdot 10^{-11}$		$-2.0576 \cdot 10^{-9}$		$2.069 \cdot 10^{-8}$		$-1.829 \cdot 10^{-11}$			
a_{333}	$1,368 \cdot 10^{-5}$		$2.4533 \cdot 10^{-4}$		$-9.0667 \cdot 10^{-4}$		$-2.56 \cdot 10^{-6}$			
a_{112}	$6,2214 \cdot 10^{-7}$		$-5.0369 \cdot 10^{-6}$		$-4.0724 \cdot 10^{-4}$		$-4.2117 \cdot 10^{-7}$			
a_{113}	$-6,3966 \cdot 10^{-6}$		$1.196 \cdot 10^{-4}$		$2.1296 \cdot 10^{-3}$		$-2.1644 \cdot 10^{-5}$			
a_{122}	$-3,7294 \cdot 10^{-10}$		$-7.8232 \cdot 10^{-8}$		$3.8366 \cdot 10^{-7}$		$-6.9659 \cdot 10^{-10}$			
a_{223}	$-6,3966 \cdot 10^{-10}$		$1.196 \cdot 10^{-8}$		$2.1296 \cdot 10^{-7}$		$-2.1644 \cdot 10^{-9}$			
a_{133}	$-4,8333 \cdot 10^{-7}$		$-1.0139 \cdot 10^{-4}$		$4.9722 \cdot 10^{-4}$		$-9.0278 \cdot 10^{-7}$			
a_{233}	$8,2056 \cdot 10^{-8}$		$-6.5278 \cdot 10^{-7}$		$-5.2778 \cdot 10^{-5}$		$-5.4583 \cdot 10^{-8}$			
a_{123}	$-1,9907 \cdot 10^{-8}$		$-5.4012 \cdot 10^{-7}$		$-4.1821 \cdot 10^{-5}$		$3.9352 \cdot 10^{-8}$			

Визначені значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей дають змогу визначити показники витрати палива та повітря і концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах для двигунів MeM3-245 і VW BBY, при живленні бензином і бензоспиртовими сумішами у широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів.

Дані залежності описують роботу двигуна як споживача палива та повітря і джерела шкідливих викидів. В подальшому вони використовуються для створення математичної моделі умовного руху автомобіля за Модернізованим Європейським міським їздовим циклом відповідно до Правил ООН № 83, зокрема для визначення енергетичних, екологічних показників та показників паливної економічності автомобілів ЗАЗ-1102 «Таврія» і Volkswagen Lupo при використанні бензину і бензоспиртової суміші з вмістом спиртових сполук до 36%.

5.2 Перевірка адекватності математичних моделей двигунів MeMЗ-245 і VW BBY за роботи на бензині і бензоспиртових сумішах

Адекватність величин, отриманих за допомогою розрахунку на математичній моделі, що описують екологічні показники, показники паливної економичності двигуна за роботи на бензині і бензоспиртовій суміші визначається за допомогою критерія Фішера (F) та середньоквадратичного відхилення (σ) [77-83].

$$F_{\text{роз}} = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S_{(y)}^2}, \quad (5.1)$$

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

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

Коли отримане розрахунком значення F –критерію не перевищує табличних даних $F_{\text{роз}} \leq F_{\text{таб}}$, в такому разі, з певною надійною ймовірністю модель можна вважати адекватною. Для перевірки адекватності застосовували таблиці

F –критерію при 5% рівні значущості, звідки надійна ймовірність становить 95%.

В першу чергу необхідно визначити дисперсію адекватності заданої величини. Дисперсія адекватності являє собою остаточну суму квадратів різниць між значеннями отриманими експериментальним шляхом і розрахунковими значеннями за поліноміальними залежностями, поділену на число ступенів вільності:

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (Y_{i_{\text{роз}}} - Y_{i_{\text{експ}}})^2}{f} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta Y_i^2}{f}, \quad (5.2)$$

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

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

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

$$f = N - k, \quad (5.3)$$

де N – число дослідів;

k – число коефіцієнтів апроксимації.

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

$$S^2_{(y)} = \frac{\sum_{i=1}^m (Y_i - \bar{Y})^2}{n - 1}, \quad (5.4)$$

де n – число додаткових дослідів,

Y_i – значення замірених параметрів, отриманих в кожному досліді;

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

Для визначення дисперсії відтворюваності на двигунах MeM3-245 і VW BBU провели серію дослідів в середніх точках досліджуваних зон.

Додаткові досліді зняли в середній точці експерименту, для двигуна MeM3-245: $r_{cn}=18\%$, $n_d = 2300 \text{ хв}^{-1}$, $\Delta p_k = 31 \text{ кПа}$, для двигуна VW BBU: $r_{cn}=18\%$, $n_d = 3200 \text{ хв}^{-1}$, $M_k=50 \text{ Нм}$. Вимірювали витрати палива та повітря, концентрації основних компонентів відпрацьованих газів.

В табл. 5.3 наведено результати перевірки адекватності поліноміальних залежностей для навантажувальних режимів та середньоквадратичні відхилення поліноміальних залежностей, які описують режими середніх навантажень двигунів MeM3-245 і VW BBU.

Таблиця 5.3 – Результати перевірки адекватності поліноміальних залежностей

Показники роботи двигуна	Дисперсії		Значення критеріїв Фішера	
	адекватності	відтворюваності	розрахункове	табличне
	$S^2_{ад}$	$S^2_{(y)}$	F_p	F_T
MeM3-245				
α	0,002396	0,000196	12,2027	19,3
$G_{пал}$	0,4834	0,04333	11,1546	19,3
$G_{пов}$	32,899	3,65310	9,00577	19,3
CO	0,002396	0,000196	12,2027	19,3
C_nH_m	61,4	43,00	1,4279	19,3
NO_x	800460,242	65642,33333	12,194268	19,3
CO_2	0,565	0,07503	7,503032	19,3
VW BBY				
	Дисперсії		Значення критеріїв Фішера	
	адекватності	відтворюваності	розрахункове	табличне
	$S^2_{ад}$	$S^2_{(y)}$	F_p	F_T
α	0,0005	0,000108	4,472727	19,3
$G_{пал}$	0,3405	0,0343	9,92764	19,3
$G_{пов}$	4,787344	0,432	11,08181	19,3
CO	0,3659	0,02575	14,21117	19,3
C_nH_m	577,248676	233,33340	2,4739	19,3
NO_x	157067,164	13125	11,96	19,3
CO_2	0,209764	0,095	2,208042	19,3

В результаті перевірки умова $F_{роз} < F_T$ виконується, тобто поліноміальні залежності в навантажувальних режимах роботи двигуна за використання бензину і бензоспиртової суміші можна вважати адекватними. Аналіз середньоквадратичних відхилень результатів отриманих за допомогою поліноміальних залежностей роботи двигуна, що описують його роботу в режимах середніх навантажень підтверджує адекватність математичної моделі.

5.3 Аналіз результатів експериментальних досліджень двигунів за роботи на бензині і бензоспиртових сумішах

В результаті опрацювання отриманих даних під час проведення трифакторного експерименту на карбюраторному двигуні МеМЗ-245 з зміненним паливним жиклером (Додаток В) встановлено, що годинна витрата і, як наслідок, питома витрата бензоспиртової суміші вища в середньому на 16,6% ніж витрата бензину (рис. 5.1, 5.2).

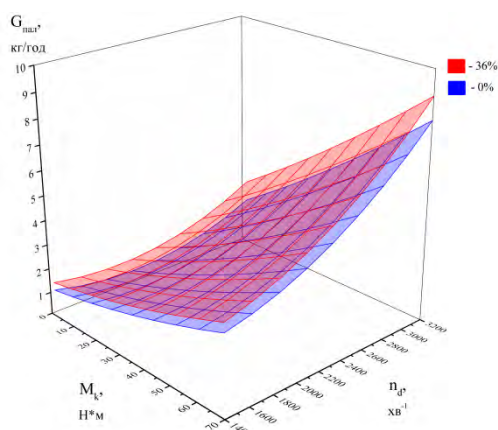


Рисунок 5.1 – Залежність годинної витрати палива двигуна МеМЗ-245 при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

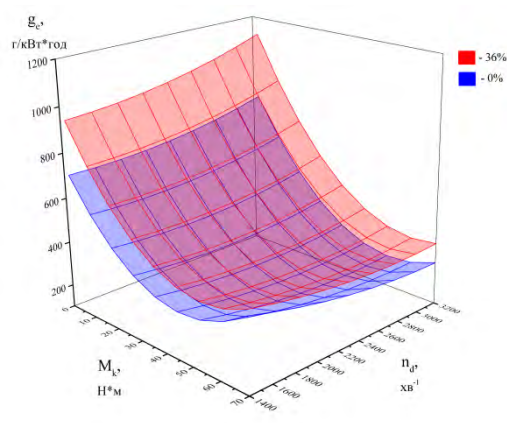


Рисунок 5.2 – Залежність питомої витрати палива двигуна МеМЗ-245 при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

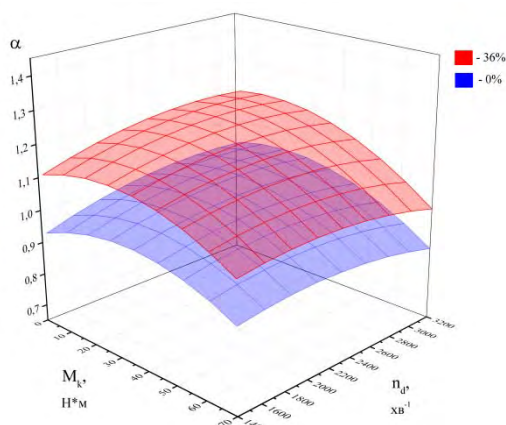


Рисунок 5.3 – Залежність коефіцієнта надміру повітря двигуна МеМЗ-245 при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

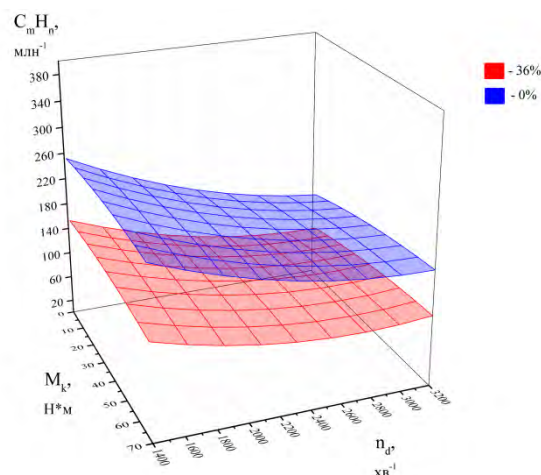


Рисунок 5.4 – Залежність концентрацій вуглеводнів у відпрацьованих газах двигуна МеМЗ-245 при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

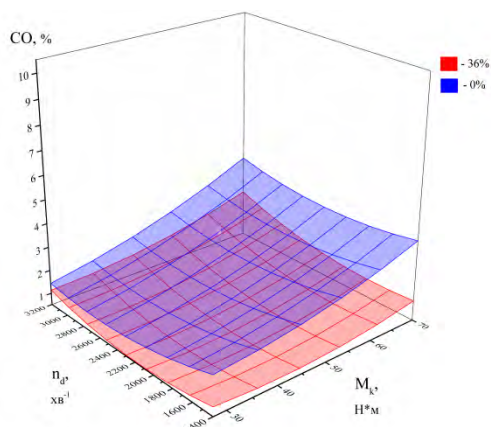


Рисунок 5.5 – Залежність концентрацій оксиду вуглецю у відпрацьованих газах двигуна MeM3-245 при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

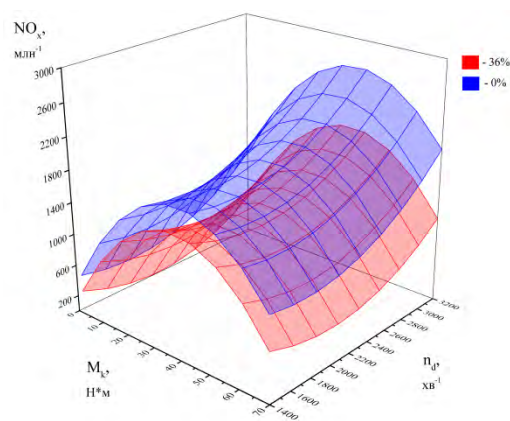


Рисунок 5.6 – Залежність концентрацій оксидів азоту у відпрацьованих газах двигуна MeM3-245 при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

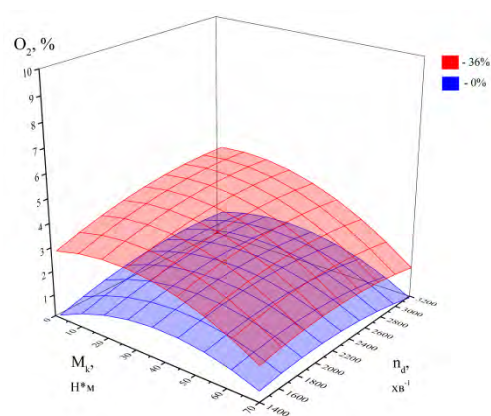


Рисунок 5.7 – Залежність концентрації кисню у відпрацьованих газах двигуна MeM3-245 при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

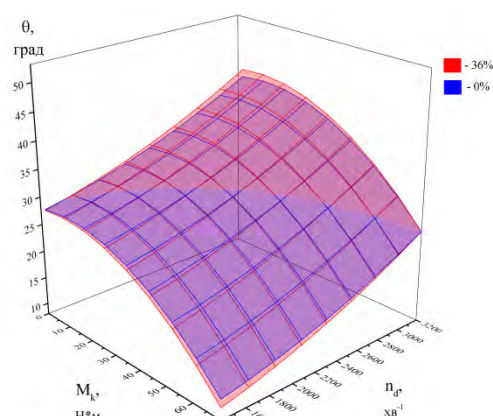


Рисунок 5.8 – Залежність кута випередження запалювання двигуна MeM3-245 при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

При цьому значно збіднюється паливо-повітряна суміш (рис. 5.3), але не перевищує межі займання суміші від електричної іскри. Підтвердженням збіднення суміші також є збільшена концентрація кисню у ВГ при роботі на бензоспиртовій суміші (рис. 5.7). Концентрації вуглеводнів і оксиду вуглецю (рис. 5.4, 5.5) значно менші при роботі карбюраторного двигуна на бензоспиртовій суміші у порівнянні з роботою на бензині, оскільки паливо-повітряна суміш значно збіднена. Разом з тим зменшились концентрації оксидів

азоту у всьому робочому діапазоні двигуна (рис. 5.6), що можна пояснити зниженням температури в робочому циклі, а також роботою на дуже збідненій паливо-повітряній суміші. Кут випередження запалювання при роботі двигуна на бензоспиртовій суміші практично однаковий як і при роботі на бензині (рис. 5.8)

Після опрацювання отриманих даних трифакторного експерименту, проведеного на двигуні VW BBY, встановлено, що годинна витрата палива за роботи на бензині з високим вмістом спиртових сполук для двигуна з системою впорскування VW BBY дещо більша (на 7,6 %) у порівнянні з бензином (рис. 5.9).

Це свідчить про правильну адаптацію системи управління двигуна, таким чином система компенсує падіння потужності при використанні бензоспиртових сумішей за рахунок збільшення циклової подачі палива. Питома витрата палива (рис. 5.10) також пропорційно вища на бензині з 36% спиртових сполук.

Підвищений вміст спирту в паливі не призвів до суттєвого збільшення коефіцієнта надміру повітря у зв'язку з роботою системи зворотного зв'язку. Різниця показника α при роботі двигуна на штатному та товарному бензині із вмістом спирту 36% несуттєва, що видно з рис. 5.11.

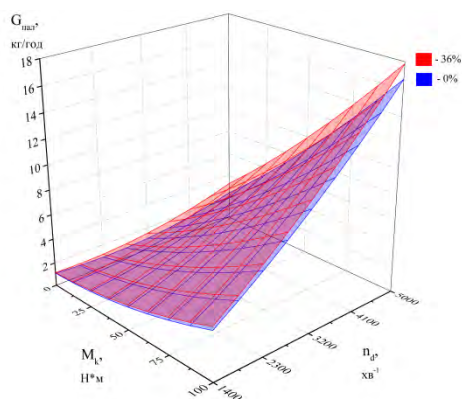


Рисунок 5.9 – Залежність годинної витрати палива двигуна VW BBY при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

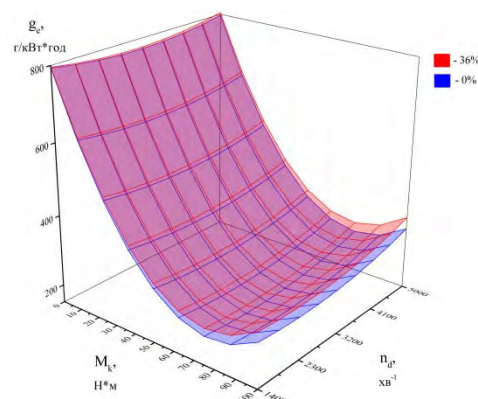


Рисунок 5.10 – Залежність питомої витрати палива двигуна VW BBY при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

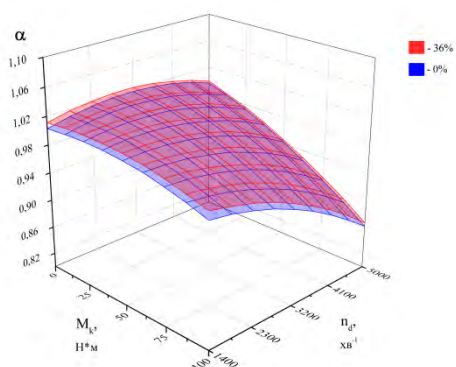


Рисунок 5.11 – Залежність коефіцієнта надміру повітря двигуна VW BBY при живленні бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю

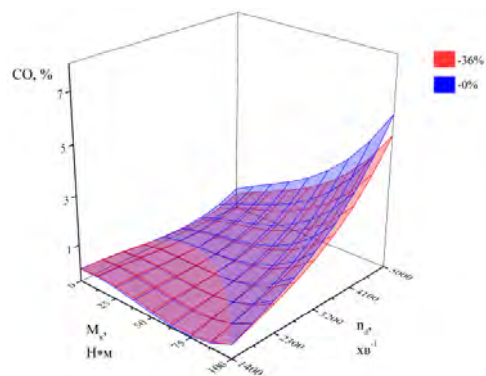


Рисунок 5.12 – Залежність концентрацій CO у відпрацьованих газах після нейтралізатора двигуна VW BBY при живленні бензином з різним вмістом спиртових сполук

Концентрації оксиду вуглецю при використанні бензоспиртової суміші незначно менші у всьому швидкісному діапазоні режимів роботи двигуна (рис. 5.12). Такий ефект є наслідком роботи двигуна на більш збідненій суміші. Концентрації вуглеводнів (рис. 5.13) при роботі двигуна на бензоспиртовій суміші незначно більші у порівнянні з роботою двигуна на бензині.

При цьому слід зазначити, що двигун стабільно працював на обох видах палива, про що свідчать відносно невисокі концентрації вуглеводнів у відпрацьованих газах.

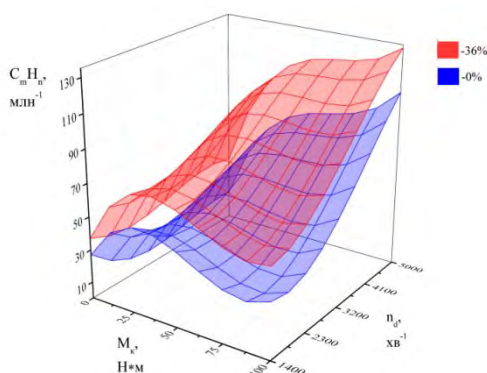


Рисунок 5.13 – Залежність концентрацій C_mH_n у відпрацьованих газах після нейтралізатора двигуна VW BBY при живленні бензином з різним вмістом спиртових сполук

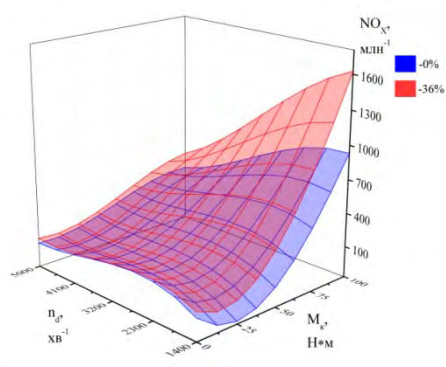


Рисунок 5.14 – Залежність концентрацій NO_x у відпрацьованих газах після нейтралізатора двигуна VW BBY при живленні бензином з різним вмістом спиртових сполук

Концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах (рис. 5.14) за роботи двигуна на бензоспиртовій суміші дещо вищі у порівнянні з роботою на бензині.

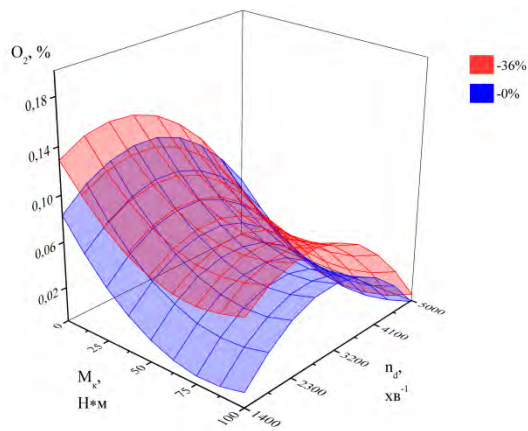


Рисунок 5.15 – Залежність концентрації кисню у відпрацьованих газах після нейтралізатора двигуна VW BBU при живленні бензином з різним вмістом спиртових сполук

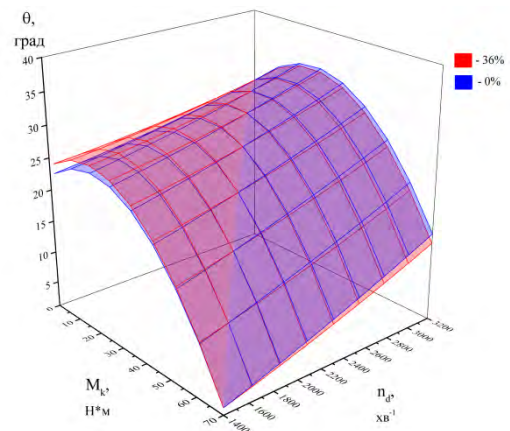


Рисунок 5.16 – Залежність кута випередження запалювання двигуна VW BBU при живленні бензином з різним вмістом спиртових сполук

Аналогічно як і в карбюраторному двигуні, концентрація кисню у ВГ більша за роботи на бензоспиртовій суміші, а кут випередження запалювання майже не змінюється в залежності від вмісту спиртових сполук (рис. 5.15, 5.16).

З отриманих даних роботи двигуна з системою впорскування і зворотним зв'язком видно, що використання бензоспиртових сумішей з високим вмістом спиртових сполук не призводить до значних змін в робочих процесах двигуна.

Лише спостерігається незначне збільшення витрати палива та збіднення паливоповітряної суміші. В зв'язку зі збідненням робочої суміші збільшується концентрація основного токсичного компоненту відпрацьованих газів – оксидів азоту, тому можна рекомендувати при налаштуванні системи для роботи на бензоспиртовій суміші дещо збагатити паливо-повітряну суміш для зменшення концентрацій оксидів азоту.

5.4 Результати експериментальних досліджень автомобіля ЗАЗ-1102 з бензиновим карбюраторним двигуном МеМЗ-245 при використанні бензинів з різним вмістом спиртових сполук. Перевірка адекватності математичної моделі

Як показано в розділі 2, при використанні в умовах експлуатації для живлення автомобільних карбюраторних двигунів бензоспиртових сумішей з великим вмістом біоетанолу для запобігання значного перезбіднення паливо-повітряної суміші необхідно збільшити діаметр головного паливного жиклера. Якщо використовувати бензоспиртові суміші з вмістом спиртів близько 40% необхідно збільшити діаметр отвору головного паливного жиклера в 1,12 рази.

Це, звичайно, збагатить паливо-повітряну суміш за роботи на бензині без спиртових сполук, але забезпечить задовільну роботу двигуна в усьому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів за роботи на бензоспиртових сумішах.

В умовах експлуатації збільшення пропускної здатності жиклера необхідне. Для визначення паливної економічності і екологічних показників автомобіля з двигуном з збільшеною пропускною здатністю жиклера провели експериментальні дослідження автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» [94].

Дослідження провели за руху автомобіля за режимами NEDC. Результати замірів витрати палива наведені в таблиці 5.4., протоколи випробувань наведені в ДОДАТКУ Г.

Як і очікували, масова витрата бензоспиртової суміші перевищує витрату бензину А-95, що пояснюється нижчою теплотою згорання бензоспиртової суміші. Перевищення витрати бензоспиртової суміші в масових одиницях складає 21,7% в середньому для міського циклу і 19,3% для заміського циклу.

Якщо оцінювати паливну економічність в об'ємних одиницях (л/100км), то з врахуванням густини палива (бензин А-95 – $734,6 \text{ кг/м}^3$, бензоспиртова суміш – $752,7 \text{ кг/м}^3$) витрата бензину А-95 в міському режимі складає 9,1 л/100км, в заміському режимі 5,5 л/100км, витрата бензоспиртової суміші

відповідно складає 10,8 л/100км і 6,4 л/100км, тобто зростання витрати палива при переході на бензоспиртову суміш дорівнює 19,2% і 16,4% відповідно.

Таблиця 5.4 – Витрата палива автомобілем ЗАЗ-1102 «Таврія» в русі за режимами їздового циклу NEDC

№№ Фрагментів міського циклу	Бензин А-95, г/фрагмент циклу	Пройдений шлях, км	Бензин А-95Е40, г/фрагмент циклу	Пройдений шлях, км
1	70,86	1,020	82,42	1,012
2	68,15	1,044	83,79	1,009
3	67,85	1,035	82,41	1,023
4	66,98	1,015	83,64	1,057
Заміський фрагмент	280,45	6,947	331,47	6,891

Якщо оцінювати витрату палива в енергетичних одиницях, різниця показників між бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю значно менша. В міському циклі витрата бензину А-95 складає 284 мДж/100км, бензоспиртової суміші 306 мДж/100км, збільшення складає лише 7,6%, в заміському циклі ці величини відповідно складають 172,4 мДж/100км і 181,8 мДж/100км, різниця складає 5,5%.

Якщо двигун з карбюраторною системою живлення і збільшеним головним паливним жиклером в режимах малих навантажень має дещо збагачену паливо-повітряну суміш при роботі на бензині без добавки спиртових сполук і при позитивних температурах навколишнього середовища, то перехід на бензин з великим вмістом спиртових сполук (до 40%) призведе до оптимізації складу паливо-повітряної суміші, але витрата сумішевого бензину при цьому збільшиться, оскільки нижча теплота згорання такого бензину менша на 13,1 %.

Збільшення діаметра отвору головного паливного жиклера згідно висновкам розділу 2 призвело до незначного збагачення паливо- повітряної суміші за роботи на бензині А-95. Склад паливо - повітряної суміші за роботи на бензоспиртовій суміші був близьким до оптимального. Це видно з даних таблиці 5.5, де наведені експериментальні дані по концентраціях ШР при

відборі розбавлених газів, (метод CVS) в мішки (протоколи випробувань в ДОДАТКУ Г)

Таблиця 5.5 – Концентрації ШР в розбавлених ВГ

№№ мішків	Бензин А-95				Бензоспиртова суміш			
	СО, млн ⁻¹	НС, млн ⁻¹	NMHC, млн ⁻¹	NO _x , млн ⁻¹	СО, млн ⁻¹	НС, млн ⁻¹	NMHC, млн ⁻¹	NO _x , млн ⁻¹
1	195	149,25	147,39	17,06	100	197,3	195,31	8,3
2	200	147,83	145,91	16,14	100	182,7	180,64	8,35
3	300	169,02	173,56	109,5	100	212,2	199,86	43,3

Як результат незначного збагачення суміші за роботи на бензині є високі концентрації СО в порівнянні з роботою на бензоспиртовій суміші, разом з тим більш стабільна робота двигуна і, як наслідок, менші концентрації загальних вуглеводнів НС і неметанових NMHC. Більш високі концентрації NO_x за роботи на бензині А-95 можна пояснити більш високою температурою циклу в порівнянні з роботою на бензоспиртових сумішах.

Переведення двигуна автомобіля на живлення бензином з великим вмістом спиртових сполук дозволяє значно зменшити викиди основних шкідливих речовин. В проведених експериментальних дослідженнях автомобіля Таврія в його русі за Модернізованим Європейським їздовим циклом отримали за роботи на бензині А-95 викиди СО – 4,7 г/км, НС – 1,6 г/км, NMHC – 1,57 г/км, NO_x – 1,48 г/км, за роботи на бензоспиртовій суміші з 36% спиртів показники відповідно складають: викиди СО – 2,05 г/км, НС – 2,0 г/км, NMHC – 1,98 г/км, NO_x – 0,63 г/км.

Менші викиди оксиду вуглецю на 1км пробігу автомобіля при використанні бензоспиртової суміші є наслідком менших концентрацій цього компонента в відпрацьованих газах протягом виконання всього циклу NEDC (рис. 5.17 і 5.18).

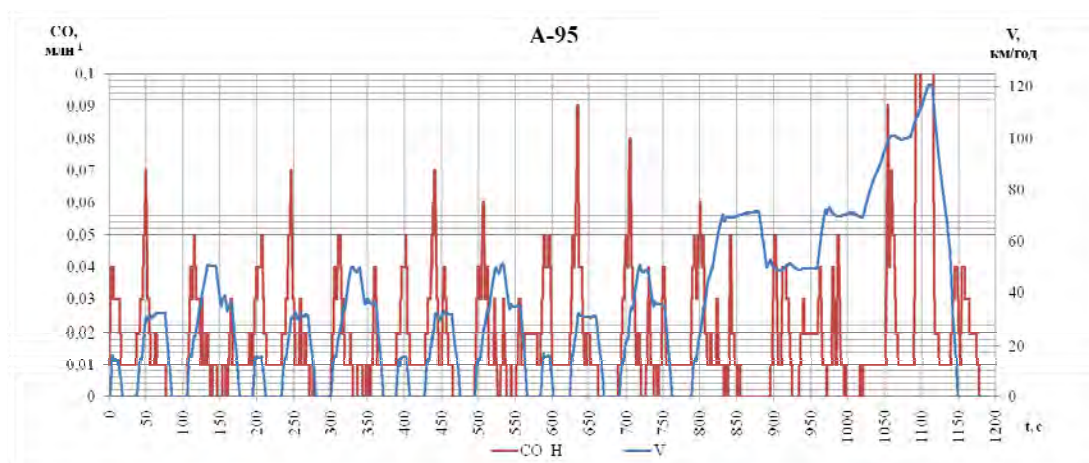


Рисунок 5.17 – Концентрації оксиду вуглецю у ВГ автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» у їздовому циклі NEDC на бензині А-95

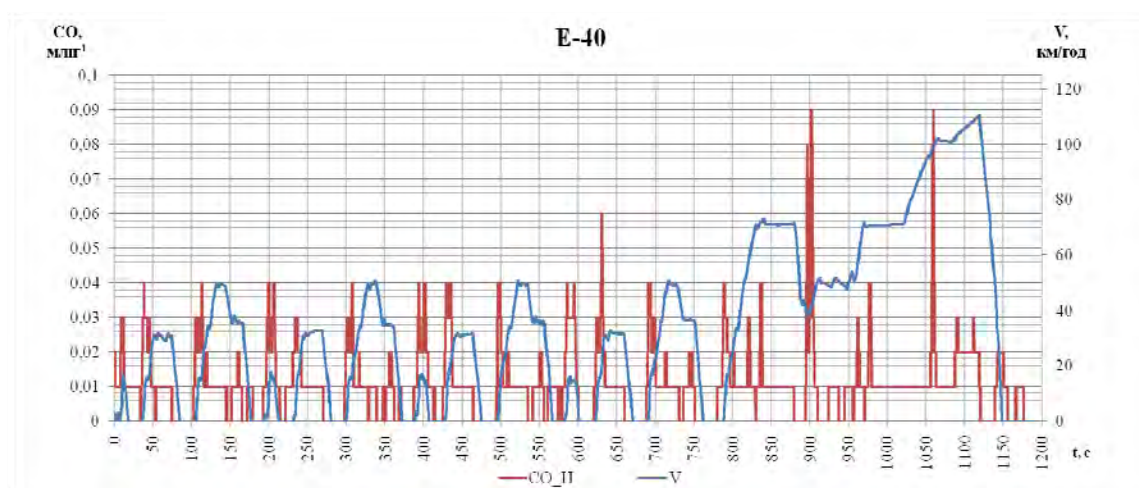


Рисунок 5.18 – Концентрації оксиду вуглецю у ВГ автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» у їздовому циклі NEDC на бензині А-95Е40

Більш високі викиди вуглеводнів за роботи на бензоспиртових сумішах можна пояснити зростанням концентрацій вуглеводнів в процесах розгонів. Це підтверджує показана на рис 5.19 зміна концентрацій вуглеводнів в розбавлених ВГ в процесі розгону автомобіля від 0 до 50 км/год. Крім того, більші концентрації вуглеводнів в розбавлених ВГ за роботи на бензоспиртових сумішах мали місце протягом виконання всього циклу NEDC (рис. 5.20 і 5.21).

Разом з тим можна зазначити, що двигун автомобіля працював стабільно в усіх режимах. Можливо, для поліпшення перехідних режимів доцільно

незначно збільшити продуктивність насоса-прискорювача. Це потребує додаткових досліджень.

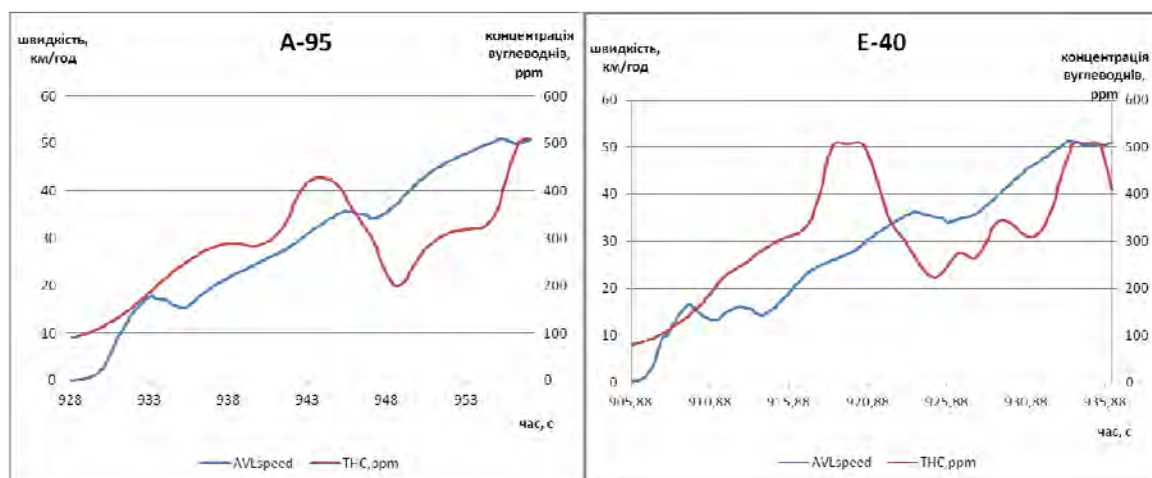


Рисунок 5.19 – Зміна концентрацій вуглеводнів у відпрацьованих газах в процесі розгону автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія»

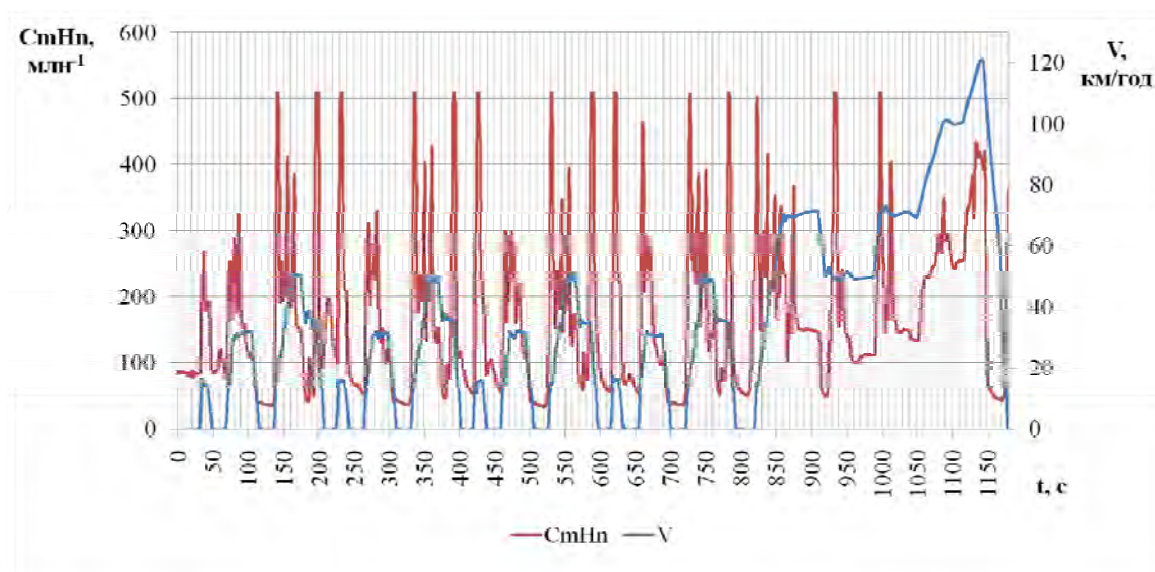


Рисунок 5.20 – Концентрації вуглеводнів у ВГ автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» у їздовому циклі NEDC на бензині А-95

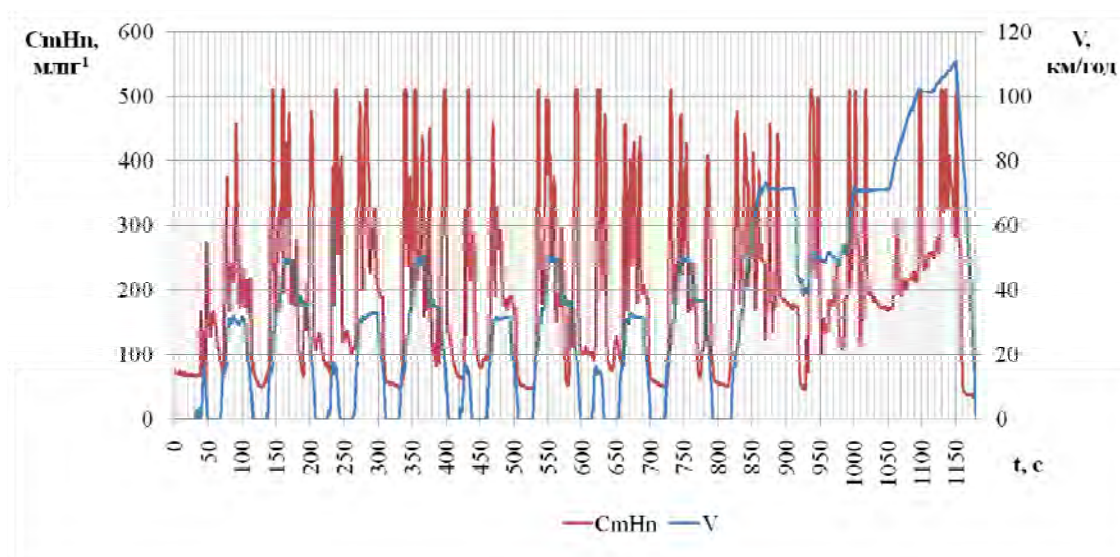


Рисунок 5.21 – Концентрації вуглеводнів у ВГ автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» у їздовому циклі NEDC на бензині А-95Е40

Значне зниження концентрацій оксидів азоту в розбавлених ВГ за роботи на бензоспиртовій суміші мало місце протягом виконання всього циклу NEDC (рис. 5.22 і 5.23) і, як наслідок, зменшення викидів на 1 км пробігу більше ніж в 2 рази в порівнянні з роботою на бензині.

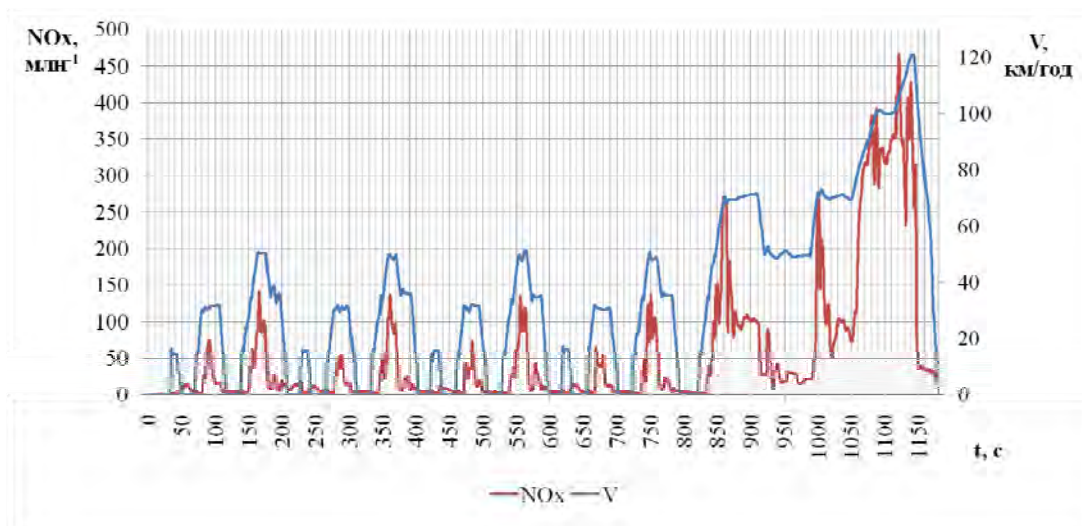


Рисунок 5.22 – Концентрації оксидів азоту у ВГ автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» у їздовому циклі NEDC на бензині А-95

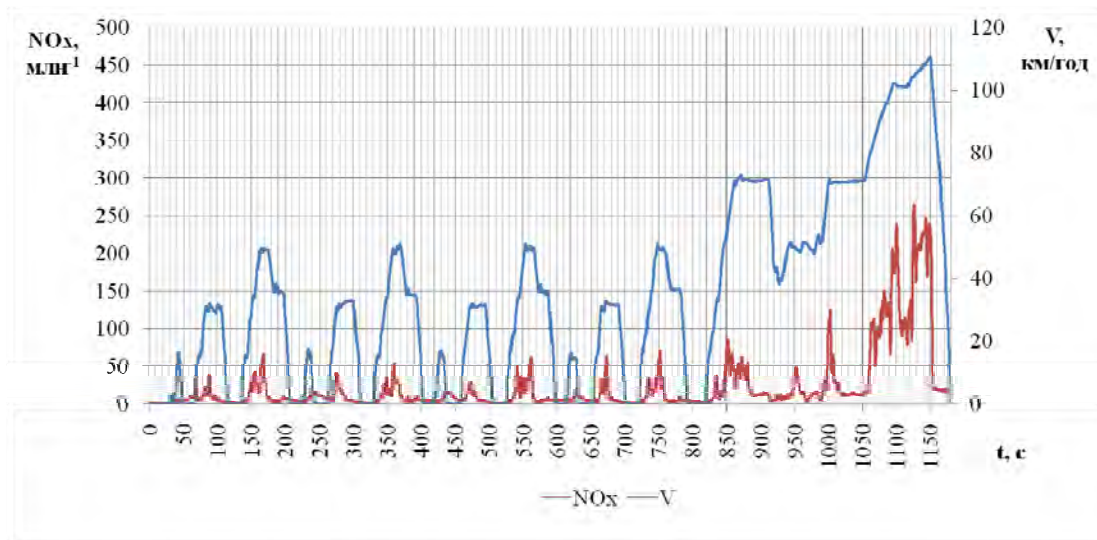


Рисунок 5.23 – Концентрації оксидів азоту у ВГ автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» у їздовому циклі NEDC на бензині А-95Е40

Зведені до оксиду вуглецю шкідливі викиди на 1 км пробігу автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» у їздовому циклі NEDC визначали за відомою залежністю з використанням викидів окремих шкідливих речовин на 1 км пробігу:

$$\Sigma CO_{nut} = G_{CO} + 3,16G_{CH} + 41,1G_{NO_x}$$

За роботи на бензині А-95:

$$\Sigma CO_{nut} = \frac{4731 + 3,16 \cdot 1576 + 41,1 \cdot 1481,4}{1000} = 70,6 \frac{г}{км}$$

За роботи на бензоспиртовій суміші:

$$\Sigma CO_{nut} = \frac{2050 + 3,16 \cdot 1986 + 41,1 \cdot 633}{1000} = 32,7 \frac{г}{км}$$

Таким чином можна стверджувати, що при правильному виборі розміру збільшеного головного жиклера можна очікувати, що переведенням двигуна з бензину на бензоспиртову суміш можливо поліпшити екологічні показники автомобіля. Разом з тим, як показали дослідження, викиди CO_2 практично однакові для обох палив.

Адекватність уточненої математичної моделі перевіряли для руху автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» в міському режимі їздового циклу NEDC, оскільки численні дослідження цього автомобіля проведені в цьому режимі згідно Правил ООН R 83. Тому є багато експериментальних даних для перевірки адекватності моделі. З використанням результатів експериментальних досліджень руху автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» в їздовому циклі NEDC визначили показники в міському режимі. Експериментально отримані показники наведені в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Порівняння показників автомобіля ЗАЗ-1102 при роботі на бензині отриманих в експерименті і розрахунком на моделі

	CO, г/км	C _m H _n , г/км	NO _x , г/км	CO ₂ , г/км	G _{пал} , л/100км	h _n , МДж/кг	G _{пал} , МДж
Результати експерименту							
A-95	7,15	2,71	0,91	219,31	9,06	42,7	284,2
Результати на моделі (коефіцієнт опору = 0.016)							
A-95	4,83	1,03	1,23	256,73	8,55	44,0	271,6

Для підтвердження можливості використання моделі для розрахунку показників автомобілів за роботи на різних паливах скористалися даними наведеними в дослідженнях [75]. Ці показники наведені в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Значення пробігових викидів і витрати палива автомобіля ЗАЗ-1102, г/км [75]

Джерело даних	Викиди шкідливих речовин, г/км			Витрата бензину л/100км
	CO	C _m H _n	NO _x	
Державні приймальні випробування (ПО ЗАЗ)	2,96...4,2	2,4...2,54	1,33...1,48	6,8...7,1
Довгострокові контрольні випробування (НИЦИАМТ)	9,87...22,9	0,76...0,94	2,3...3,85	-
Розрахунки	4,43...3,66	1,29...1,14	2,42...1,74	8,31...7,21
Розрахунки на розробленій моделі	3,64...7,14	1,72...1,6	1,22...1,27	7,97...8.04

Порівняння показників свідчить про те, що отримані розрахунком викиди основних забруднюючих речовин знаходяться в межах отриманих в різних експериментах. Можливість використання математичної моделі також підтверджується порівнянням експериментальних і розрахункових даних по витраті різних палив в міському режимі руху автомобіля наведених у таблиці 5.8.

Таблиця 5.8 – Витрата палива у міському режимі руху

	Бензин А-95, л/100 км	Бензин А-95Е40, л/100 км
Стендові дослідження	9,1	10,8
Математична модель	8,55	10,0
Відхилення, %	6,0	7,4

5.5 Результати досліджень на математичній моделі показників автомобіля з бензиновим двигуном з системою впорскування і зворотним зв'язком

Перевірка адекватності на автомобілі ЗАЗ-1102 «Таврія» показує, що уточнена математична модель є адекватна, тому ця модель використана для прогнозування витрати палива і викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами при роботі на бензині з добавками спиртових сполук 0 і 36% для автомобіля VW Lupo обладнаного двигуном VW BBY з системою впорскування та зворотним зв'язком, який досліджували на стенді.

За основу взята математична модель для автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія», але з експериментальними вхідними даними двигуна VW BBY, описаними в 4 розділі і автомобіля VW Lupo, зокрема споряджена маса, передаточні числа коробки перемикання передач, динамічний радіус колеса і поліноміальні залежності зміни основних показників роботи двигуна від вмісту спиртових сполук у бензині.

Основні техніко-експлуатаційні параметри автомобіля VW Lupo [85], що використовуються у математичній моделі наведені в таблиці 5.9

Таблиця 5.9 – Параметри автомобіля з двигуном VW BBY (VW Lupo)

Параметр	значення
Споряджена маса, кг	920
Маса вантажу, кг	100
Передаточні відношення:	
1 передачі	3,46
2 передачі	1,96
3 передачі	1,25
4 передачі	0,93
5 передачі	0,74
головної передачі	3,88

За допомогою математичної моделі отримали залежності зміни показників витрати палива, викидів основних компонентів відпрацьованих газів (CO , CH , NO_x , CO_2) в міському режимі умовного руху автомобіля за роботи на бензині з різними за вмістом добавками спиртових сполук.

Результати дослідження автомобіля VW Lupo на математичній моделі наведені в таблиці 5.10.

Таблиця 5.10 – Розрахункові значення екологічних показників і показників паливної економічності автомобіля VW Lupo з двигуном VW BBY залежно від вмісту спиртових сполук у бензині для 1 міського фрагменту Модернізованого Європейського їздового циклу.

	CO , г/км	C_mH_n , г/км	NO_x , г/км	CO_2 , г/км	$G_{пал}$, л/100км	h_n , МДж/кг	$G_{пал}$, МДж
A-95	1,28	0,22	0,07	219,42	8,12	44	257,88
A-95 E-40	1,21	0,26	0,19	210,15	8,86	37,592	248,07

Як видно з розрахункових даних, отримані результати можна вважати достовірними. Це перш за все підтверджується отриманою величиною витрати бензину А-95 автомобілем VW Lupo в русі за режимами міського фрагменту Модернізованого Європейського їздового циклу 8,12 л/100км.

Ця величина близька до вказаної в технічній характеристиці автомобіля VW Lupo 8,3 л/100км для міських умов руху [85]. Необхідно зазначити, що розраховане збільшення витрати бензоспиртової суміші складає близько 9%, що менше встановленого в експерименті на легковому автомобілі ЗАЗ-1102 «Таврія» (19,2 %). Це підтверджує висновок про те, що переведення двигуна з системою впорскування і зворотним зв'язком на роботу на бензоспиртову суміш може призвести до збіднення паливо-повітряної суміші і, як наслідок, поліпшення паливної економічності і можливого зростання викидів оксидів азоту. Тому регулювання системи управління на більш багату паливо-повітряну суміш для зниження викидів оксидів азоту призведе до зниження показників паливної економічності.

Отримані розрахунком викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами відповідають нормам Євро 4 по оксиду вуглецю (норма 1,00 г/км) і оксидах азоту (норма 0,08 г/км) і практично нормам Євро 3 по викидах вуглеводнів (норма 0,20 г/км).

Порівняння результатів, отриманих за роботи автомобіля без регулювання системи управління на бензині А-95 і бензоспиртовій суміші А-95 Е-40 дає підставу зробити наступні висновки: при переведенні сучасного легкового автомобіля з системою впорскування і зворотним зв'язком з бензину А-95 на бензоспиртову суміш з вмістом спиртових сполук близько 36% можна очікувати збільшення витрати палива на 8 – 9 % , зменшення викидів оксиду вуглецю на 5 – 6 %, збільшення викидів вуглеводнів на 18 – 19 %, оксидів азоту в 2,7 рази, зменшення викидів вуглекислого газу на 4 – 5 %.

5.6 Висновки до розділу 5

1. Підтверджена адекватність уточненої математичної моделі руху легкового автомобіля за режимами Європейського міського їздового циклу. Витрата бензину під час випробувань відрізняється від значення розрахунково отриманої витрати на 6,0 %, різниця витрати бензоспиртової суміші між експериментальною та розрахунковою величиною складає 7,41 %. При цьому умови виконання їздового циклу (пройдений шлях, час виконання) практично не відрізняються.

2. Перевищення витрати бензоспиртової суміші в масових одиницях автомобілем з карбюраторним двигуном складає 21,7% в середньому для міського циклу і 19,3% для заміського циклу. Якщо оцінювати паливну економічність в об'ємних одиницях (л/100км), то з врахуванням густини палива (бензин А-95 – 734,6 кг/м³, бензоспиртова суміш – 752,7 кг/м³) витрата бензину А-95 в міському циклі складає 9,1 л/100км, в заміському циклі 5,5 л/100км, витрата бензоспиртової суміші відповідно складає 10,8 л/100км і 6,4 л/100км, тобто зростання витрати палива при переході на бензоспиртову суміш дорівнює 19,2% і 16,4% відповідно.

3. Переведення карбюраторного двигуна автомобіля на живлення бензином з високим вмістом спиртових сполук дозволяє значно зменшити викиди основних шкідливих речовин. В проведених експериментальних дослідженнях автомобіля Таврія в його русі за їздовим циклом отримали за роботи на бензині А-95 викиди CO – 4,73 г/км, HC – 1,59 г/км, NMHC – 1,57 г/км, NO_x – 1,48 г/км, за роботи на бензоспиртовій суміші з 36% спиртів показники відповідно складають: викиди CO – 2,05 г/км, HC – 2,01 г/км, NMHC – 1,98 г/км, NO_x – 0,63 г/км.

4. Використання бензоспиртових сумішей з високим вмістом спиртових сполук в двигуні з системою впорскування і зворотним зв'язком не призводить до значних змін в робочих процесах двигуна. Лише спостерігається збільшення витрати палива та збіднення паливо-повітряної суміші. В зв'язку зі збідненням робочої суміші збільшується концентрація основного токсичного компоненту

відпрацьованих газів – оксидів азоту. Можна рекомендувати при налаштуванні системи для роботи лише на бензоспиртовій суміші збагатити паливо-повітряну суміш для зменшення концентрації оксидів азоту, хоча при цьому можна очікувати зростання витрати палива.

5. При переведенні сучасного легкового автомобіля з системою впорскування і зворотним зв'язком з бензину А-95 на бензоспиртову суміш з вмістом спиртових сполук близько 36%, якщо не змінювати налаштування системи управління, можна очікувати збільшення витрати палива на 8 – 9 % , зменшення викидів оксиду вуглецю на 5 – 6 %, збільшення викидів вуглеводнів на 18 – 19 %, оксидів азоту в 2,7 рази, зменшення викидів вуглекислого газу на 4 – 5 %.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Спиртові сполуки, зокрема біоетанол, є однією з найбільш розповсюджених добавок до бензину, яка дозволяє економити палива нафтового походження і, в певній мірі, розширити паливну базу автомобільного транспорту. Величина добавки біоетанолу весь час зростає. Зараз на автозаправних станціях реалізують бензин з добавкою 36% кисневмісних сполук, в яких більше 75% етанолу та близько 25% ізобутилового спирту, тобто практично це бензоспиртова суміш. Значна добавка спиртових сполук впливає на характеристики сумішевого бензину і відповідно на показники роботи двигуна. Дослідження по визначенню напрямів раціонального використання добавки біоетанолу до бензину в двигунах з різними системами живлення складають суть кваліфікаційної роботи.

2. З метою всебічної оцінки впливу бензоспиртових сумішей з високим вмістом спиртових сполук на показники сучасних бензинових двигунів для дослідження обрано двигун з карбюраторною системою живлення (MeM3-245) і двигун з системою впорскування і зворотним зв'язком і системою нейтралізації відпрацьованих газів (VW BBU).

3. Попередні експериментальні дослідження показали, що двигун з карбюраторною системою живлення при використанні бензоспиртової суміші при великих добавках спиртових сполук до бензину (36%) в режимах вище середніх навантажень працює нестабільно, енергетичні показники його різко знижуються. Причинами значного збіднення крім меншої теоретично необхідної кількості повітря для згорання одиниці кількості бензоспиртової суміші у порівнянні з бензином є зменшення витрати бензоспиртової суміші через дозуючі органи карбюратора.

4. Розробили методику розрахунку розмірів дозуючих органів карбюратора при використанні бензинів з великою добавкою спиртових сполук, яка базується на використанні поправочного коефіцієнта, який являє собою відношення кінематичної в'язкості бензину до кінематичної в'язкості бензоспиртової суміші для визначення площі отвору головного паливного

жиклера . Отримані залежності визначення цих розмірів. Визначені розміри дозуючих органів конкретного карбюратора.

5. Для поліпшення показників карбюраторного двигуна з використанням розробленої методики визначили залежність доцільного діаметра головного паливного жиклера карбюратора від вмісту спиртових сполук в бензоспиртовій суміші. Для вмісту 36% спиртових сполук діаметр жиклера необхідно збільшити на 12%. За результатами проведених з використанням планування трифакторного експерименту випробувань двигуна MeM3-245 зі зміненими регулюваннями головної дозуючої системи встановили, що двигун стабільно працює у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів.

6. Експериментальні дослідження легкового автомобіля Таврія з двигуном MeM3-245 в русі за Модернізованим Європейським їздовим циклом показали, що при переведенні двигуна з зміненими регулюваннями карбюратора з живлення бензином без спиртових сполук на бензоспиртову суміш з вмістом спиртових сполук близько 36% збільшення витрати палива автомобілем в міському режимі руху складає близько 19,2%, в заміському режимі руху близько 16,4%. Якщо оцінювати витрату палива в енергетичних одиницях, різниця показників між бензином А-95 і бензоспиртовою сумішшю значно менша. В міському режимі збільшення складає 7,6%, в заміському режимі різниця складає 5,5%.

7. При змінених регулюваннях карбюратора переведення карбюраторного двигуна легкового автомобіля на живлення бензином з великим вмістом спиртових сполук дозволяє значно зменшити викиди основних шкідливих речовин. В проведених експериментальних дослідженнях автомобіля Таврія в русі за Модернізованим Європейським їздовим циклом отримали за роботи на бензині А-95 викиди CO – 4,7 г/км, HC – 1,6 г/км, NMHC – 1,57 г/км, NO_x – 1,48 г/км, за роботи на бензоспиртовій суміші з 36% спиртів показники відповідно складають: викиди CO – 2,05 г/км, HC – 2,0 г/км, NMHC – 1,98 г/км, NO_x – 0,63 г/км. Викиди CO₂ практично однакові для обох палив. В цих дослідженнях встановили, що для поліпшення показників карбюраторного двигуна в несталих

режимах, зокрема зменшення викидів вуглеводнів з відпрацьованими газами, за роботи на бензоспиртовій суміші доцільно збільшити продуктивність насосуприскорювача.

8. Проведені з використанням планування трифакторного експерименту випробування двигуна VW BBY показали, що при великих добавках спиртових сполук до бензину (до 36%) двигун з системою впорскування та зворотним зв'язком працює стабільно в усіх можливих навантажувальних і швидкісних режимах. Це свідчить про адаптацію системи управління двигуна, таким чином система при використанні бензоспиртових сумішей за рахунок збільшення циклової подачі палива забезпечує склад паливо-повітряної суміші близький до стехіометричного. З використанням уточненої математичної моделі, адекватність якої доведена експериментальними дослідженнями, визначили, що при переведенні двигуна легкового автомобіля з системою впорскування та зворотним зв'язком з живлення бензином без спиртових сполук на бензоспиртову суміш з вмістом спиртових сполук близько 36% збільшення витрати палива автомобілем в міському режимі руху складає близько 9%. Ця величина менша від відносної різниці між нижчою теплотою згорання бензину без спиртових сполук та бензоспиртової суміші з вмістом спиртових сполук близько 36% . Пояснюється це збідненням паливо-повітряної суміші, про що свідчить зростання викидів з відпрацьованими газами вуглеводнів і оксидів азоту.

9. Адекватність уточненої математичної моделі руху легкового автомобіля за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу з врахуванням особливостей підтримання режимів в процесі стендових випробувань автомобіля та використанням характеристик двигунів з різними системами живлення за роботи на різних паливах підтверджена експериментальними дослідженнями автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» Витрата бензину під час випробувань відрізняється від значення розрахунково отриманої витрати на 6,0 %, різниця витрати бензоспиртової суміші між експериментальною та розрахунковою величиною складає 7,41%.

10. З використанням уточненої математичної моделі руху легкового автомобіля за режимами Модернізованого Європейського їздового циклу розраховали, що при переведенні сучасного бензинового двигуна з системою впорскування і зворотним зв'язком з бензину А-95 на бензоспиртову суміш з вмістом спиртових сполук близько 36% можна очікувати збільшення витрати палива легковим автомобілем на 8 – 9 % , зменшення викидів оксиду вуглецю на 5 – 6 %, збільшення викидів вуглеводнів на 18 – 19 %, оксидів азоту близько 2,7 рази, зменшення викидів вуглекислого газу на 4 – 5 %. Для поліпшення екологічних показників двигуна з системою впорскування бензину та зворотним зв'язком при систематичному використанні бензоспиртової суміші доцільно налаштувати електронну систему управління на незначне збагачення паливо-повітряної суміші.

11. Результати досліджень по впливу великих добавок біоетанолу до бензину (близько 40%) на показники паливної економічності двигунів автомобілів з різними системами живлення прийняті до використання Департаментом транспортної інфраструктури виконавчого органу Київської міської ради (Київська міська державна адміністрація), а також у навчальному процесі Національного транспортного університету (м. Київ) при підготовці курсу «Альтернативні палива».

Список використаних джерел

1. Закон України «Про альтернативні види палива» від 21.05.2009 № 1391-VI // База даних «Законодавство України»/ ВР України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1391-14#Text>. Title from Screen/ - Date of Access: 24 January 2021
2. Галышев Ю.В. Перспективы применения газовых топлив в ДВС / Галышев Ю.В., Магидович Л.Е. // Двигателестроение.-2001.-№3.-С.31-34.
3. Природный газ для автобусов общественного транспорта // Экспресс-Информация ВИНТИ «Экологические проблемы на транспорте», 44-48, реф. 194, 1993. – С. 9.
4. Кленников Е. В. Газобаллонные автомобили: техническая эксплуатация / Кленников Е. В., Мартиров О. А., Крылов М. Ф. – М.: Транспорт, 1986. – 175 с.
5. 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.
6. Исследование эмиссии отработавших газов большегрузных автомобилей, работающих на сжатом природном газе // Экспресс-Информация ВИНТИ «Экологические проблемы на транспорте», 6, реф. 17, 1994. – С. 2-13.
7. ДВС с высокой степенью сжатия на газообразном топливе // Э.И. Поршневые и газотурбинные двигатели. – М.: ВНИТИ, 1993. – № 41. – с. 2-10.
8. Альтернативные топлива для двигателей с искровым зажиганием // Э.И. Поршневые и газотурбинные двигатели.-1985.-№8.-С.17-21.
9. Альтернативные источники энергии для автомобилей // Автомобильный транспорт.-2002.-№3.-С.43-47.

- 10.Альтернативные энергоносители для привода автомобилей // Э.И. Поршневые и газотурбинные двигатели.-М.: ВИНТИ, 1993.-№38.-С.21.
- 11.Льотко В.Н. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / Льотко В.Н., Луканин В.Н., Хачиян А.С. / М.: МАДИ (ТУ), 2000.-311 с.
- 12.Звонов В.А. / Экология: альтернативные топлива с учетом их полного жизненного цикла / Звонов В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С // Автомобильная промышленность.-2001.-№4.-С.10-12.
- 13.Bechtold R.L., Alternative Fuels Guidebook, SAE, Year: 1997 ISBN: 0768000521.
- 14.Барбара Эдер. Биогазовые установки / Барбара Эдер, Хайнц Шульц / Практическое пособие. 1996 – 268 с. Перевод с немецкого выполнен компанией Zorg Biogas в 2011 г. Под научной редакцией И. А. Реддих.
<http://www.zorg-biogas.com>
- 15.Федосов И.М. Исследование некоторых параметров двухзонного процесса газификации торфа повышенной зольности в газомоторной установке небольшой мощности [автореферат]. Москва: ВИМ-ВИЭСХ, 1955 год. 15 с.
- 16.Маханько М.Г. Способы перевода двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо. Под редакцией проф. В.М. Тареева. Москва: Государственное транспортное железнодорожное издательство, 1954 год. 96 с.
- 17.Гостев Б.И. Улучшение агрегатов системы очистки газа газогенераторных тракторов-исследование работы циклонов / Гостев Б.И., Акопян С.И. / Москва: НАТИ. Отдел технической информации, 1954 год. 50 с.
- 18.Алабовский А.Н. Исследование газификации торфобрикетов в тракторном газогенераторе [автореферат]. Киев: Киевский ордена Ленина политехнический институт, 1953 год. 16 с.

19. Горожанкин В.И. Газогенераторный трактор ГБ-58 / Горожанкин В.И., Кашуба Б.П., Стариков М.Д. / Москва: НАТИ. СЕЛЬХОЗГИЗ, 1952 год. 172 с.
20. Кузнецов С.В. Монтаж и эксплуатация эжекционных приспособлений автомобилей ЗИС-21 и тракторов КТ-12. Москва: ГОСЛЕСБУМИЗДАТ, 1951 год. 22 с.
21. Michael F. Hordeski, *Alternative Fuels: The Future of Hydrogen*, Fairmont, 2005, 253 p.
22. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей – Киев, - Наукова думка, - 1984. – с. 51 – 52.
23. Реут В.А. Перспективы использования водородного топлива для двигателей автомобилей / Реут В.А., Петухов А.Ю. // Экологические аспекты автотранспорта: Материалы научно-практической конференции, Вязьма: 2008, с. 127 – 128.
24. Раменский А. Ю. Применение водорода в качестве моторного топлива для автомобильных двигателей внутреннего сгорания. История, настоящее и перспективы / А. Ю. Раменский, П. Б. Шелищ, С. И. Нефедкин / Альтернативная энергетика и экология, № 11 (43) 2006, с. 63 – 70.
25. Кутенев В.Ф. Экологические чистые альтернативные топлива. Перспективы применения // Кутенев В.Ф., Каменев В.Ф. / Автомобильная промышленность.-1997.-№11.-С.24-25.
26. Редзюк А.М. Проблеми та перспективи використання рослинної олії як моторного палива // Редзюк А.М., Рубцов В.О., Гутаревич Ю.Ф. / Автошляховик України.-1999.-№1.-С.4-6.
27. Щокін А.Р. Перспективи виробництва і застосування біопалива в Україні / А.Р. Щокін, Б.В. Колесник, А.Г. Новак та ін. // Енергоефективність та енергозбереження. – 2005. – №5. – С. 16 – 20.
28. Широкомасштабные эксперименты по введению рапсового масла в дизельное топливо // Автомобильная промышленность США.-1997.-№3.-С.5-9.

29. Применение растительного масла в качестве топлива для ДВС // Э.И. Поршневые и газотурбинные двигатели.-М.: ВИНТИ, 1990.-№3.-С.14-15.
30. Влияние лаковых отложений на подвижность иглы распылителя при работе дизеля на подсолнечном масле // Э.И. Поршневые и газотурбинные двигатели.-М.: ВИНТИ, 1990.-№6.-С.10-16.
31. Исследование работы дизелей на эфире рапсового масла // Э.И. Поршневые и газотурбинные двигатели.-М.: ВИНТИ, 1985.-№46.-С.9-13.
32. Редзюк А.М. Биологические виды топлив. Анализ проекта Программы развития производства биодизеля (биодизельного топлива) на период до 2010 г. / Редзюк А.М., Устименко В.С. / Энергетическая политика Украины.-2005.-№10(62).-С.60-64.
33. Устименко В.С. Перспективи і проблеми розширення використання біопалив автомобільним транспортом України / Устименко В.С., Ковальов С.О., Бейко О.А. // Автошляховик України. – 2003. – №2. – С. 7.
34. Бойко П.М. Виробництво паливного етанолу зростає // Харчова і переробна промисловість.-2002.-№1.-С.14-15.
35. Гутаревич Ю.Ф. Этиловый спирт як моторне паливо / Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О., Сябро О.А. // Автошляховик України.-1999.-№1.-С.7-10.
36. Говорун А.Г. Про деякі особливості використання біоетанолу як палива для двигунів / А. Г. Говорун, А. О. Корпач, О. М. Захарченко, В. Б. Щербатюк // Вісник Східноукраїнського національного університету (СНУ) ім. В.Даля. – 2008. – № 7. – Частина 2. – С. 111-115.
37. Быков Г.А. Спирт вместо бензина или вместе с бензином // Автошляховик України.-1995.-№4.-С.21-23.
38. Исследование возможности использования метанола в качестве топлива для автомобильных двигателей // Э.И. Поршневые и газотурбинные двигатели.-М.: ВИНТИ, 1985.-№13.-С.17-21.

- 39.Звонов В.А. Метанол и экологические показатели дизелей / Звонов В.А., Заиграев Л.С., Козлов А.В. // Автомобильная промышленность.-1997.- №11.-С.26-27.
- 40.Гутаревич Ю.Ф. Вплив виду палива на вміст формальдегіду і ацетальдегіду у відпрацьованих газах двигуна з іскровим запалюванням / Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О. // Автошляховик України.- 2002.-№4.-С.10-12.
- 41.Корпач А.О. До використання спиртових сполук як палива для двигунів внутрішнього згорання дорожніх транспортних засобів / Корпач А.О., Говорун А.Г., Захарченко О.М. // Автошляховик України: Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – К. – 2005. – Вип. 8. – С. 31–33.
- 42.Редзюк А.М. Вплив високооктанової кисневмісної добавки до бензину на паливну економічність та екологічні показники автомобілів / Редзюк А.М., Устименко В.С., Клименко О.А., Гутаревич Ю.Ф. // Автошляховик України: Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – К. – 2003. – Вип. 6. – С. 34–35.
- 43.Редзюк А.М. Проблеми та перспективи застосування сумішних бензинів з високооктановою кисневмісною добавкою як автомобільного палива / Редзюк А.М., Рубцов В.О., Устименко В.С., Михненко Є.О., Олійников О.П. // Автошляховик України. Окр. вип. Вісник Центрального наукового центру ТАУ. – Вип. 2. – 1999. – С. 25–27.
- 44.Лю Синьчжоу. Разработка высокооктановых кислородсодержащих топливных композиций : Дис. ... канд. техн. наук : 05.17.07 / Лю Синьчжоу. – Уфа, 2004. – 118 с.
- 45.Корпач А.О. Ефективність використання високооктанової кисневмісної добавки до моторних палив / Корпач А.О., Говорун А.Г., Дядченко В.Л. // Автошляховик України: Окремий випуск. Управління безпекою на автомобільному транспорті: Зб. наук. пр. – К. – 2004. – С. 141–144.

- 46.Ільченко А.В. Підвищення ефективності експлуатації автомобілів використанням моторних палив з високооктановими кисневмісними добавками: дис. канд. техн. наук: 05.22.20. – К., 2003. – 147 с.
- 47.Гутаревич Ю.Ф. Використання бензоспиртових сумішей в двигунах з іскровим запалюванням / Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мороз О.Г. // Автошляховик України. – 2002. – №2. – С. 8–10.
- 48.Гутаревич Ю.Ф. Порівняльна оцінка токсичності двигуна з іскровим запалюванням при роботі на бензині й етиловому спирті / Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О. // Автошляховик України. – 2003. – №2. – С. 18–20.
- 49.Герасимчук Ю. Использование спиртов как топлива в двигателях внутреннего сгорания // Автосервис. – 2004. – №10. – С. 52–55.
- 50.Попов Д.В. Покращення екологічних показників автомобілів з нейтралізаторами при використанні бензинів з добавками біоетанолу: дис... канд. техн. наук: 05.22.20 / Попов Дмитро Володимирович; Національний транспортний університет. – К., 2008. – 177 с.
- 51.Климчук О.В. Виробництво біоетанолу-перспективна галузь в Україні / Климчук О.В., Висоцька В.В.// Збірник наукових праць ВНАУ №1(56) Том 3 2012 С. 98-103.
- 52.Вильданов Ф.Ш. Современные методы получения биоэтанола / Вильданов Ф.Ш., Латыпова Ф.Н., Чанышев Р.Р, Николаева С.В // Башкирский химический журнал – 2011 № 2. С. 128-134.
- 53.Industry Statistic World Fuel Ethanol Production [Virtual Resource] / Access Mode : URL : <http://ethanolrfa.org/resources/industry/statistics/#1454098996479-8715d404-e546> – Title from Screen/ - Date of Access: 26 December 2019
- 54.Ирисов А. С. Спирт как моторное топливо / А. С. Ирисов. – Москва-Ленинград, Научно-техническое издание по машиностроению, металлообработке и черной металлургии, 1933. – 136 с.

55. Устименко В.С. Поліпшення екологічних показників автомобілів та розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування біоетанолу : дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / Устименко Віктор Сергійович; Національний транспортний університет. К., 2006. – 21 с.
56. Захарченко О. М. Покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів раціональним використанням бензинів з добавками біоетанолу: дис. ... канд. наук: 05.22.20 / Захарченко Олексій Миколайович; Національний транспортний університет. – К., 2008. – 261 с.
57. Кульбако В.П. Покращення екологічних показників автомобіля в експлуатаційних умовах добавкою біоетанолу до бензину : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / Кульбако Валентин Петрович; Національний транспортний університет. К., 2012. – 20 с.
58. Щербатюк В.Б. Покращення екологічних показників двигунів підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Щербатюк Віталій Броніславович; Національний транспортний університет. К., 2013. – 20 с.
59. Говорун А. Г. Дорожні випробування автомобіля при роботі двигуна на бензині і суміші бензину з біоетанолом / А. Г. Говорун, В. Б. Щербатюк // Автошляховик України — 2009. - № 6. С. 4-7.
60. Говорун А. Г. Вплив підігріву свіжого заряду на ефективність використання палива при роботі двигуна на суміші бензину і біоетанолу / А. Г. Говорун, Л. П. Мержиєвська, В. Б. Щербатюк // Автошляховик України: Окремий випуск . Вісник Центрального наукового центру ТАУ — 2011. — № 14. - С. 31-33.
61. Ленин И.М. и др. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей.] Авторы: И.М. Ленин, О.М. Малашкин, Г.И. Самоль.(Москва: Машгиз, 1963).

62. Архангельский В.М. Автомобильные двигатели / Архангельский В.М., Вихерт М.М., Воинов А.Н., Степанов Ю.А., Трусов В.И., Ховах М.С.. Под ред. Ховаха М.С.. — 2-е издание, перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1977. — 591 с.
63. Гутаревич Ю.Ф. Вплив величини добавки спиртових сполук до бензину на показники роботи карбюраторного двигуна. / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба, Д.В. Овчинніков // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2018. – Вип. 42.
64. Волков, А. И. Большой химический справочник / А. И. Волков, И. М. Жарский. - Минск : Современная школа, 2005. - 607 с.
65. Гуреев А. А. Применение автомобильных бензинов. Москва: «Химия», 1972. - 368 с.
66. Равдель А.А. Краткий справочник физико-химических величин. Изд. 8-е, перераб. / А.А. Равдель, А.М. Пономарева. – Л. Химия, 1983. – 232 с.
67. Овчинніков Д. В. Біоетанол як моторне паливо: переваги і недоліки / Д.В. Овчинніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2017. – Вип. 1 (37).
68. UN Regulation No. 83 - Rev.5 - Emissions of M₁ and N₁ vehicles 83-05. URL: <https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/2f8f0ce5-66fb-4a38-ae68-558ae1b04a5f/language-en>. Title from Screen/ - Date of Access: 24 January 2021
69. Japanese driving cycle. URL: https://dieselnet.com/standards/cycles/jp_10-15mode.php. Title from Screen/ - Date of Access: 24 January 2021
70. EPA FTP-75 Test procedure. URL: <https://www.epa.gov/vehicle-and-fuel-emissions-testing/dynamometer-drive-schedules>. Title from Screen/ - Date of Access: 24 January 2021
71. Гутаревич Ю. Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: дис. ... докт. техн. наук: 05.22.10, 05.04.02 / Гутаревич Юрий

- Феодосиевич; Киевский автомобильно-дорожный институт; – К., 1985. – 538 с.
72. Чудаков Е.А. Расчет автомобиля / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз., 1947. – 587 с.
73. Фучаджи К.С. Автомобиль ЗАЗ–1102 "Таврия": Устройство, эксплуатация, ремонт / Фучаджи К.С., Стрюк Н.Н. – М.: Транспорт, 1991. – 259 с.: ил., табл.
74. Автомобили "Таврия". Руководство по ремонту. – Чернигов: Деснянська правда, 1997. – 280 с.
75. Мержиєвська Л.П. Покращення паливної економічності і зменшення шкідливих викидів автомобілів раціональним регулюванням бензинових двигунів: Дис... канд. техн. наук: 05.22.10. – К., 1998. – 247 с.
76. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях. – К.: Выща школа, 1991. – 179 с.
77. Рафалес-Ламарка. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Э. Э. Рафалес-Ламарка, В. Г. Николаев. - Киев : Наукова думка, 1971. - 117 с.
78. Кононюк А.Е. Основы научных исследований (Общая теория эксперимента) В 4-х кн. –К. 2. / А.Е. Кононюк – Киев : 2011. – 452 с.
79. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: изд-во Наука, 1971. – 192 с.
80. Зажигаев Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Зажигаев Л.С., Кишбян А.А., Романиков Ю.И.. – М.: Атомиздат, 1978. – 232 с.
81. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов: Пер. с нем. / Хартман К., Лецкий Э., Шефер В. и др. – М.: изд-во Мир, 1977. – 552 с.
82. Математические задачи обработки эксперимента: Сборник / Под ред. В.Я. Галкина, П.Н. Заикина. – М.: Изд-во МГУ, 1984. – 232 с.

- 83.Зедгинидзе И.Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем. – М.: Наука, 1976. – 390 с.
- 84.Норми і методи вимірювань вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі. ДСТУ 4277:2004 від 31.01.04 р. №14.
85. Volkswagen Lupo 1.4 16V 75hp Comfortline Manual 3 doors specifications. [Virtual Resource] / Access Mode : URL : <https://www.cars-data.com/en/volkswagen-lupo-1.4-16v-75hp-comfortline-specs/51374> Title from Screen/ - Date of Access: 24 January 2021
- 86.Клименко О.А. Звіт про науково-дослідну роботу «Розроблення методики розрахунку та визначення обсягів викидів парникових газів від пересувних джерел» Клименко О.А., Редзюк А.М., Агеев В.Б., Устименко В.С. та ін. // (заклучний). № держреєстрації 0112U001736. Київ 2012. – 84 с.
- 87.Овчинніков Д.В. Необходимость підвищення теплового стану двигуна при використанні бензину з добавкою біоетанолу / Д.В. Овчинніков // LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2017. С. 43.
- 88.Овчинніков Д.В. Особливості роботи двигуна на бензині з добавкою біоетанолу / Овчинніков Д.В., Ричок С.О. // LXXIV наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2018. С. 39.
- 89.Гутаревич Ю.Ф. Вплив величини добавки спиртових сполук до бензину на показники роботи бензинового двигуна / Гутаревич Ю.Ф., Шуба Є.В., Овчинніков Д.В. // Міжнародна науково-практична конференція "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту". Україна, м. Харків 16-19 жовтня 2018р. С. 224-225.

- 90.Добровольський О.С. Вплив вмісту спирту в бензині на паливну економічність сучасного двигуна / Добровольський О.С., Карев С.В., Ступак Н.С., Овчинніков Д.В., Ричок С.О. // Науковий журнал «Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського». Серія: Технічні науки. Том 29 (68) № 2 2018.
- 91.Овчинніков Д.В. Вплив величини добавки спиртових сполук до бензину на паливну економічність карбюраторного двигуна / Овчинніков Д.В., Ричок С.О. // *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2018. Nr.14, С. 101-107.
- 92.Добровольський О.С. Возможность расширения топливной базы автомобильного транспорта / Добровольський О.С., Ступак Н.С., Овчинніков Д.В. // 16-я Международная научно-техническая конференция «Наука – образованию, производству, экономике: материалы». Минск: БНТУ, 2018. –Т. 2. С.71.
- 93.Овчинніков Д.В. Особливості роботи двигунів з іскровим запалюванням за різних добавок спиртових сполук до бензину Овчинніков Д.В., Гутаревич С.Ю. // *Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport*. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2019. Nr.17, С. 89-95.
- 94.Овчинніков Д.В. Вплив складу сумішевого бензину на енергетичні показники та паливну економічність автомобілів з різними системами живлення двигуна / Овчинніков Д.В. // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019.– №2(13).– 186 с.
- 95.Овчинніков Д.В. Вплив величини добавки біоетанолу до бензину на показники роботи бензинового двигуна / Овчинніков Д.В. // LXXV наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2019. – Том 2. С. 41
96. Овчинніков Д.В. Вплив складу сумішевого бензину на енергетичні показники та паливну економічність автомобілів з різними системами

живлення двигуна Овчинніков Д.В. // LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2020. С. 40.

97.Изменения физических свойств топлива при низких температурах.

[Virtual Resource] / Access Mode : URL : <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/e-kspluatatsionny-e-materialy/toplivo/izmeneniya-fizicheskikh-svoystv-topliva-pri-nizkih-temperaturah> / Title from Screen/ - Date of Access: 01 February 2021

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Протокол випробування двигуна МеМЗ-245 зі штатним налаштуванням головної дозуючої системи (Бензин)

$$P_0 = 99500 \text{ Па};$$

$$T_0 = 291 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,19 \text{ кг/м}^3$$

№	n, хв-1	M _к , Н*м	ΔG _{пал} , Г	τ _{пал} , с	τ _{пал} , с	τ _{пал} , с (сер. знач)	ΔG _{пов} , м. куб	τ _{пов} , с	τ _{пов} , с	τ _{пов} , с (сер. знач)	t _{вод} , °С	t _{вг} , °С	λ	Показники газоаналізатора											
														До нейтралізатора						Після нейтралізатора					
														C _{CO} , %	C _{СmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹	α	α	C _{CO} , %	C _{СmHn} , млн. ⁻¹	C _{O2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹
1	2100	0,00	12,0	39,00	38,43	38,72	0,10	29,54	29,62	29,58	87	190	0,96	1,177	133	14,86	0,46	172	0,980	0,977	1,161	147	13,91	0,41	156,00
2	2100	21,60	20,0	34,56	34,44	34,50	0,20	28,47	28,53	28,50	91	400	1	0,496	162	14,07	0,76	1731	1,013	1,001	0,006	50	14,99	0,07	504,00
3	2100	33,10	25,0	34,06	34,28	34,17	0,30	32,69	32,91	32,80	92	450	1,02	0,268	171	13,86	1,17	2770	1,040	1,018	0,000	48	14,69	0,42	2459,00
4	2100	48,08	35,0	36,91	37,13	37,02	0,40	32,97	33,41	33,19	96	460	1,03	0,422	155	13,48	1,55	3269	1,056	1,046	0,002	50	14,27	1,00	3159,00
5	2100	59,93	40,0	33,75	33,06	33,41	0,50	32,32	32,84	32,58	91	540	1,02	0,590	117	13,58	1,34	2119	1,041	1,020	0,010	42	14,56	0,47	1974,00

№	Θ, град	Δ p _к , кПа	φ др, %	N _е , кВт	G _{пал} , кг/ год	G _{пов} , кг/год	g _е , г/кВт*год
1	31	70,5	5	0,00	1,12	14,50	2000,00
2	30	49	15	4,75	2,09	30,10	439,33
3	29	36,5	20	7,28	2,63	39,23	361,86
4	30	19,5	30	10,57	3,40	51,69	321,90
5	16	1	100	13,18	4,31	65,82	327,11

Таблиця А.2 – Результати випробування двигуна MeM3-245 зі штатним налаштуванням головної дозуючої системи (Бензин - 82 %, спиртові сполуки - 18 %)

$$P_0 = 99500 \text{ Па};$$

$$T_0 = 291 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,19 \text{ кг/м}^3$$

№	п, хв-1	M _к , Н*М	ΔG _{пал} , Г	τ _{пал} , с	τ _{пал} , с	τ _{пал} , с (сер. знач)	ΔG _{пов} , М. куб	τ _{пов} , с	τ _{пов} , с	τ _{пов} , с (сер. знач)	t _{вод} , °С	t _{вг} , °С	λ	Показники газоаналізатора											
														До нейтралізатора					Після нейтралізатора						
														C _{CO} , %	C _{CmHn} , МЛН. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , МЛН. ⁻¹	α	α	C _{CO} , %	C _{CmHn} , МЛН. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , МЛН. ⁻¹
1	2120	0,00	30,0	95,09	92,60	93,85	0,20	54,60	54,94	54,77	92	320	1,06	0,228	83	13,28	1,86	173	1,054	1,080	0,000	45	13,72	1,61	174,00
2	2100	20,56	30,0	51,50	51,65	51,58	0,30	43,65	43,59	43,62	94	340	1,05	0,107	145	13,60	1,57	1566	1,068	1,062	0,000	63	13,98	1,30	1521,00
3	2100	33,10	30,0	39,37	40,35	39,86	0,30	32,53	32,54	32,54	92	370	1,08	0,075	164	13,10	2,24	2471	1,108	1,093	0,000	51	13,49	1,84	2445,00
4	2100	45,99	40,0	42,65	42,78	42,72	0,40	33,22	33,44	33,33	89	430	1,11	0,068	144	12,75	2,69	2973	1,135	1,116	0,002	65	13,17	2,25	3002,00
5	2100	52,26	50,0	42,75	43,34	43,05	0,50	32,56	32,53	32,55	94	510	1,11	0,222	98	12,46	3,00	1234	1,152	1,137	0,010	45	12,93	2,58	1275,00

№	Θ, град	Δ p _к , кПа	φ др, %	N _е , кВт	G _{пал} , кг/ год	G _{пов} , кг/год	g _е , г/кВт*год
1	31	69,5	10	0,00	1,15	15,66	2000,00
2	30	49,5	15	4,52	2,09	29,50	463,23
3	30	36	20	7,28	2,71	39,55	372,24
4	30	20,5	30	10,11	3,37	51,47	333,33
5	15	1	100	11,49	4,18	65,89	363,85

Таблиця А.3 – Результати випробування двигуна MeM3-245 зі штатним налаштуванням головної дозуючої системи (Бензин - 64 %, спиртові сполуки – 36 %)

$$P_0 = 99500 \text{ Па};$$

$$T_0 = 291 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,19 \text{ кг/м}^3$$

№	п, хв-1	M _к , H* _М	ΔG _{пал} , Г	τ _{пал} , с	τ _{пал} , с	τ _{пал} , с (сер. знач)	ΔG _{пов} , м. куб	τ _{пов} , с	τ _{пов} , с	τ _{пов} , с (сер. знач)	t _{вод} , °C	t _{вг} , °C	λ	Показники газоаналізатора											
														До нейтралізатора						Після нейтралізатора					
														C _{CO} , %	C _{смHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹	α	α	C _{CO} , %	C _{смHn} , млн. ⁻¹	CO ₂ , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹
1	2100	0,00	13,0	38,00	38,00	38,00	0,20	51,37	49,28	50,33	88	300	1,13	0,209	112	12,17	3,23	109	1,168	1,156	0,000	46	12,70	2,87	135,00
2	2100	15,33	30,0	54,56	54,47	54,52	0,20	30,44	30,56	30,50	90	340	1,14	0,118	91	12,20	3,21	593	1,172	1,159	0,000	38	12,57	2,90	592,00
3	2100	28,92	30,0	41,28	41,34	41,31	0,30	32,75	33,28	33,02	92	350	1,17	0,091	120	11,78	3,76	1153	1,210	1,190	0,000	54	12,19	3,36	1129,00
4	2100	41,81	50,0	54,25	55,00	54,63	0,40	33,28	33,19	33,24	93	420	1,2	0,078	114	11,47	4,22	1309	1,244	1,224	0,000	58	11,79	3,83	1415,00
5	2100	37,63	50,0	44,22	44,78	44,50	0,50	32,41	32,35	32,38	93	540	1,23	0,193	496	10,57	5,48	84	1,302	1,251	0,014	91	11,58	4,28	881,00

№	Θ, град	$\Delta p_k, \text{ кПа}$	φ др, %	$N_e, \text{ кВт}$	$G_{\text{пал}}, \text{ кг/год}$	$G_{\text{пов}}, \text{ кг/год}$	$g_e, \text{ г/кВт*год}$
1	31	67,5	10	0,00	1,23	17,04	2000,00
2	30	51,5	15	3,37	1,98	28,12	587,65
3	30	36,5	20	6,36	2,61	38,97	411,11
4	30	20,5	30	9,19	3,30	51,62	358,40
5	16	1	100	8,27	4,04	66,23	488,83

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Протокол випробування двигуна МеМЗ-245 зі зміненим регулюванням головної дозуючої системи за планом трифакторного експерименту (робота двигуна в навантажувальних режимах)

$$P_0 = 99400 \text{ Па};$$

$$T_0 = 290 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,20 \text{ кг/м}^3$$

№ точки	% спирту	п, хв-1	ΔРк, кПа	Мк, Н*м	Nе, кВт	Витрата повітря			Витрата палива				G _{пал} , кг/ год	g _e , г/кВт*год	θ, град	t _{вод} , °С	tВГ, °С	α	Показники газоаналізатора														
						об'єм, м.куб.	час заміру, с	Gпов, кг/год	маса, г		час заміру, с								До нейтралізатора						Після нейтралізатора								
									1-й	2-й	1-й	2-й							1-й	2-й	сер. знач	α	C _{CO} , %	C _{CmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹	α	C _{CO} , %	C _{CmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹
1	36	3200	60	8,0	2,68	0,4	47,50	36,24	40,0	40,0	63,38	64,00	2,27	2,25	2,27	846,82	42,0	84	430	1,200	1,246	0,208	78	11,69	4,40	197	1,235	0,000	34	12,02	4,07	219	
2	36	3200	2	69,0	23,12	1,0	36,97	116,41	100,0	100,0	44,47	44,72	8,10	8,05	8,10	350,39	24,0	88	570	0,970	1,004	1,018	109	13,73	0,85	2779	0,992	0,201	52	14,95	0,01	298	
3	36	1400	60	8,0	1,17	0,2	62,06	13,87	15,0	15,0	50,87	51,16	1,06	1,06	1,06	901,01	28,0	88	300	1,090	1,118	0,119	155	13,11	2,49	343	1,100	0,000	56	13,60	2,01	406	
4	36	1400	2	59,9	8,79	0,4	39,22	43,89	50,0	50,0	53,16	54,59	3,39	3,30	3,39	385,86	10,0	87	400	1,030	1,056	0,278	149	13,76	1,48	2475	1,050	0,006	52	14,30	1,08	2369	
5	0	3200	60	8,7	2,92	0,3	37,09	34,81	40,0	40,0	61,88	63,59	2,33	2,26	2,26	774,29	41,0	84	450	1,010	1,024	0,454	138	13,98	0,94	1140	1,010	0,000	35	14,88	0,25	672	
6	0	3200	2	71,1	23,82	0,8	33,06	104,15	80,0	80,0	35,50	34,88	8,11	8,26	8,11	340,51	24,0	86	530	0,870	0,884	4,136	180	12,11	0,20	1143	0,868	4523,000	151	11,99	0,00	163	
7	0	1400	60	10,1	1,48	0,2	60,47	14,23	20,0	20,0	66,34	65,60	1,09	1,10	1,09	736,82	28,0	82	250	0,930	0,939	2,131	256	13,40	0,28	391	0,931	2,109	265	13,47	0,10	294	
8	0	1400	2	64,5	9,45	0,4	38,69	44,50	40,0	40,0	39,91	40,66	3,61	3,54	3,54	374,62	12,0	84	300	0,890	0,899	3,546	260	12,37	0,27	966	0,868	4,365	248	12,12	0,00	455	
9	18	2300	31	36,6	8,81	0,4	35,78	48,11	40,0	40,0	45,22	46,12	3,18	3,12	3,18	360,91	32,0	89	390	1,110	1,127	0,075	145	12,87	2,57	2606	1,120	0,000	44	13,13	2,3	2502	
10	36	2300	31	31,4	7,55	0,4	35,09	49,06	40,0	40,0	46,65	46,81	3,09	3,08	3,09	409,14	32,0	84	420	1,220	1,254	0,094	112	11,61	4,45	927	1,242	0,000	45	11,94	4,18	925	
11	0	2300	31	38,3	9,23	0,4	35,47	48,53	40,0	40,0	45,06	45,69	3,20	3,15	3,15	341,25	31,0	76	420	1,040	1,057	0,112	186	13,74	1,41	3074	1,043	0,000	55	14,22	0,94	3078	
12	18	3200	31	35,9	12,03	0,5	31,28	68,80	60,0	60,0	49,75	48,75	4,34	4,43	4,43	368,38	42,0	90	510	1,110	1,129	0,087	116	12,85	2,58	3021	1,113	0,000	39	13,22	2,17	3088	
13	18	1400	31	34,8	5,11	0,3	46,10	28,01	20,0	20,0	36,47	36,50	1,97	1,97	1,97	386,35	25,0	85	310	1,070	1,093	0,087	196	13,43	2,09	2157	1,074	0,000	66	13,88	1,54	2237	
14	18	2300	60	8,4	2,01	0,2	34,78	24,75	20,0	20,0	42,09	41,41	1,71	1,74	1,74	863,96	32,0	88	330	1,040	1,056	0,261	128	13,79	1,43	645	1,051	0,000	34	14,22	1,06	620	
15	18	2300	2	59,9	14,43	0,6	36,32	71,10	60,0	60,0	44,03	44,19	4,91	4,89	4,91	340,18	18,0	95	530	1,030	1,061	0,578	130	13,24	1,71	1868	1,054	0,010	32	14,05	1,12	1713	

Таблиця Б.2 – Протокол випробування двигуна MeM3-245 зі змінним регулюванням головної дозуючої системи за планом двофакторного експерименту (робота двигуна в режимі холостого ходу)

$$P_0 = 99400 \text{ Па};$$

$$T_0 = 290 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,20 \text{ кг/м}^3$$

№ точки	%	спирту	n, хв-1	ΔРк, кПа	Мк, Н*М	Витрата повітря			Витрата палива				G _{паль} , кг/ год			θ, град	tвод, °С	tВГ, °С	α	Показники газоаналізатора											
						об'єм, м.куб.	час заміру, с	Gпов, кг/год	маса, г		час заміру, с									До нейтралізатора						Після нейтралізатора					
									1-й	2-й	1-й	2-й	1-й	2-й	сер. знач					α	С _{CO} , %	C _{cmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹	α	С _{CO} , %	C _{cmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹
1	36	3000	66,4	0	0,2	33,56	25,65	20,0	20,0	38,91	38,78	1,85	1,86	1,86	40,0	86	330	1,140	1,162	0,188	62	12,61	3,15	168	1,156	0,000	31	12,92	2,90	179	
2	0	3000	70,2	0	0,2	39,75	21,65	30,0		66,15		1,63		1,63	42,0	80	230	0,950	0,970	1,383	143	13,80	0,38	258	0,955	1,433	155	13,97	0,08	159	
3	36	850	61,0	0	0,1	59,03	7,29	10,0	10,0	58,97	60,15	0,61	0,60	0,61	4,0	88	270	1,110	1,121	0,184	198	12,93	2,62	32	1,117	0,000	56	13,39	2,29	37	
4	0	850	63,5	0	0,1	69,06	6,23	15,0	9,5	103,22	60,81	0,52	0,56	0,52	5,0	90	90	0,960	0,973	1,118	306	14,03	0,47	80	0,989	1,096	335	13,66	0,84	57	
5	18	1925	69,5	0	0,2	61,68	13,96	15,0	15,0	52,16	54,63	1,04	0,99	1,04	30,0	85	240	1,060	1,078	0,239	140	13,74	1,88	119	1,080	0,000	42	13,91	1,63	121	
6	18	3000	68,5	0	0,2	34,57	24,90	20,0	20,0	40,44	43,94	1,78	1,64	1,78	40,0	80	300	1,050	1,064	0,247	79	13,70	1,53	219	1,060	0,000	28	14,15	1,29	233	
7	18	850	62,0	0	0,1	59,19	7,27	10,0	10,0	58,68	59,79	0,61	0,60	0,61	5,0	90	260	1,060	1,065	0,235	218	13,78	1,70	44	1,066	0,000	66	14,25	1,41	48	
8	36	1925	68,5	0	0,2	57,41	14,99	15,0	15,0	46,32	46,82	1,17	1,15	1,17	28,0	84	270	1,110	1,136	0,208	132	12,84	2,83	87	1,129	0,000	50	13,26	2,49	118	
9	0	1925	70,5	0	0,1	32,75	13,14	30,0		104,44		1,03		1,03	30,0	80	150	0,960	0,975	1,210	177	13,92	0,43	150	0,976	1,182	211	13,83	0,47	111	

Таблиця Б.3 – Протокол випробування двигуна МеМЗ-245 зі змінним регулюванням головної дозуючої системи (Бензин – 82 %, спиртові сполуки -18 %)

$$P_0 = 99400 \text{ Па};$$

$$T_0 = 290 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,20 \text{ кг/м}^3$$

№ точки	п, хв-1	ΔРк, кПа	Мк, Н*м	Nе, кВт	Витрата повітря			Витрата палива				G _{пал} , кг/ год			g, г/кВт*год	θ, град	tвод, °С	tВГ, °С	α	Показники газоаналізатора											
					об'єм, м.куб.	час заміру, с	Gпов, кг/год	маса, г		час заміру, с										До нейтралізатора						Після нейтралізатора					
								1-й	2-й	1-й	2-й	1-й	2-й	сер. знач						α	C _{CO} , %	C _{CmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹	α	C _{CO} , %	C _{CmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹
1	2300	63,5	0,1	0,02	0,2	45,32	18,99	20,0	20,0	42,09	47,30	1,71	1,52	1,20	2000,00	30,0	82	240	1,060	1,090	0,224	105	13,39	2,01	175	1,081	0,000	40	13,81	1,63	172
2	2300	46,0	22,6	5,45	0,3	35,81	36,06	30,0	30,0	42,07	42,72	2,57	2,53	2,53	463,84	32,0	88	300	1,090	1,109	0,095	136	13,12	2,28	1659	1,095	0,000	38	13,51	1,88	1663
3	2300	31,0	35,9	8,64	0,4	35,62	48,33	40,0	40,0	44,40	45,03	3,24	3,20	3,20	370,23	38,0	90	380	1,110	1,130	0,077	144	12,88	2,62	2701	1,113	0,000	39	13,26	2,18	2661
4	2300	16,0	49,8	12,00	0,5	35,31	60,94	50,0	50,0	45,06	45,71	3,99	3,94	3,99	332,50	30,0	90	430	1,120	1,136	0,073	138	12,78	2,71	3125	1,124	0,000	44	13,08	2,36	3210
5	2300	1,0	63,4	15,27	0,6	36,50	70,75	70,0	70,0	47,53	47,68	5,30	5,29	5,30	347,03	18,0	92	540	0,950	0,981	1,760	151	13,05	0,89	1683	0,964	1,146	50	14,27	0,00	177

Таблиця Б.4 – Протокол випробування двигуна МеМЗ-245 зі змінним регулюванням головної дозуючої системи (Бензин – 64 %, спиртові сполуки – 36 %)

$$P_0 = 99400 \text{ Па};$$

$$T_0 = 290 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,20 \text{ кг/м}^3$$

№ точки	п, хв-1	ΔРк, кПа	Мк, Н*м	Nе, кВт	Витрата повітря			Витрата палива				G _{пал} , кг/ год			g _c , г/кВт*год	θ, град	t _{вод} , °С	t _{ВГ} , °С	α	Показники газоаналізатора											
					об'єм, м.куб.	час заміру, с	G _{пов} , кг/год	маса, г		час заміру, с										До нейтралізатора						Після нейтралізатора					
								1-й	2-й	1-й	2-й	1-й	2-й	сер. знач						α	C _{CO} , %	C _{CmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹	α	C _{CO} , %	C _{CmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹
1	2300	69,5	0,1	0,02	0,2	45,32	18,99	20,0	20,0	52,31	54,09	1,38	1,33	1,38	2000,00	32,0	92	350	1,100	1,121	0,196	103	12,97	2,52	129	1,124	0,000	23	13,30	2,37	152
2	2300	46,0	18,8	4,53	0,3	35,81	36,06	30,0	30,0	44,72	45,31	2,42	2,38	2,42	534,05	30,0	92	360	1,170	1,202	0,111	108	12,09	3,72	800	1,195	0,000	33	12,35	3,46	793
3	2300	31,0	32,4	7,80	0,4	35,62	48,33	40,0	40,0	46,66	46,47	3,09	3,10	3,10	397,22	35,0	92	400	1,200	1,232	0,086	130	11,77	4,15	1309	1,217	0,000	32	12,10	3,78	1321
4	2300	16,0	45,3	10,91	0,5	35,31	60,94	50,0	50,0	46,60	46,72	3,86	3,85	3,86	353,62	30,0	91	450	1,200	1,236	0,085	126	11,70	4,18	1425	1,224	0,001	34	12,03	3,88	1444
5	2300	1,0	57,1	13,76	0,5	36,50	58,96	70,0	70,0	49,53	49,50	5,09	5,09	5,09	369,81	18,0	92	550	1,020	1,072	0,751	119	12,86	2,01	1621	1,064	0,013	28	13,92	1,30	1654

Таблиця Б.5 – Результати випробування двигуна MeM3-245 зі зміненим регулюванням головної дозуючої системи (Бензин)

$$P_0 = 99400 \text{ Па};$$

$$T_0 = 290 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,20 \text{ кг/м}^3$$

№ точки	п, хв-1	ΔРк, кПа	Мк, Н*м	Nе, кВт	Витрата повітря			Витрата палива				G _{пал} , кг/ год			g _c , г/кВт*год	θ, град	t _{вод} , °С	t _{ВГ} , °С	α	Показники газоаналізатора											
					об'єм, м.куб.	час заміру, с	G _{пов} , кг/год	маса, г		час заміру, с										До нейтралізатора						Після нейтралізатора					
								1-й	2-й	1-й	2-й	1-й	2-й	сер. знач						α	C _{CO} , %	C _{CmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹	α	C _{CO} , %	C _{CmHn} , млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} , млн. ⁻¹
1	2300	71,5	0,1	0,02	0,2	55,50	15,51	15,0	20,0	52,72	67,53	1,02	1,07	1,02	2000,00	30,0	92	360	0,980	0,991	0,910	130	14,00	0,53	166	0,989	0,316	37	14,71	0,00	3
2	2300	46,0	25,1	6,04	0,3	36,16	35,71	30,0	30,0	44,59	46,94	2,42	2,30	2,30	380,67	32,0	92	390	1,010	1,022	0,330	171	14,02	0,85	2138	1,012	0,002	34	14,72	0,29	1743
3	2300	31,0	38,7	9,31	0,4	36,25	47,49	50,0	50,0	55,00	58,15	3,27	3,10	3,10	332,81	32,0	91	410	1,030	1,042	0,109	173	13,96	1,12	3461	1,027	0,000	42	14,38	0,60	3385
4	2300	16,0	53,0	12,76	0,5	35,94	59,88	50,0	50,0	44,60	45,50	4,04	3,96	3,96	310,46	30,0	91	450	1,040	1,048	0,084	161	13,90	1,20	3934	1,036	0,000	44	14,33	0,78	3903
5	2300	1,0	65,2	15,69	0,5	31,13	69,13	60,0	60,0	39,04	40,57	5,53	5,32	5,32	339,02	18,0	93	490	0,870	0,895	3,673	189	12,38	0,19	1152	0,887	0,810	139	12,39	0,00	199

ДОДАТОК В

Таблиця В.1 – Протокол випробування двигуна VW BBU за планом трифакторного експерименту (робота двигуна в навантажувальних режимах)

$$P_0 = 99700 \text{ Па};$$

$$T_0 = 288,6 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,20 \text{ кг/м}^3$$

№ точк и	% сп.	п, хв- 1	Мк, Н*М	Ne, кВт	Витрата повітря					Витрата палива					Спал, кг/ год			ge, г/кВт*го д	ΔРк, кПа	t _{обз} , °С	Блок 3			Бло к 4	Блок 31	До нейтралізатора							Після нейтралізатора				
					V _{пов} , м ³ .	час заміру, с		Гпов, кг/год			маса, г		час заміру, с																								
						1-й	2-й	1-й	2-й	сер. зн.	1-й	2-й	1-й	2-й																							
					1	36	5000	100	52,4	1,5	30,35	30,28	207,00	207,48	207,24	160,0	160,0				31,53	31,56	18,27			18,25	18,26	348,76	4,0	107,2	69,9	17,0	79	0,860	0,844	5,340	166
2	36	5000	0	0,0	0,3	34,13	33,87	38,13	38,42	38,27	30,0	30,0	34,38	35,69	3,14	3,03	3,08		77,5	95,0	10,4	31,0	80	0,980	0,996	0,628	53	14,22	0,37	714	0,987	0,360	40	14,66	0	65	
3	36	1400	100	14,7	0,5	38,19		56,79	0,00	56,79	38,0	45,0	31,13	37,19	4,39	4,36	4,38	298,45	0,0	75,3	46,6	0,0	86	1,000	1,006	0,382	141	14,14	0,52	2780	0,999	0,046	54	14,84	0,07	1605	
4	36	1400	0	0,0	0,1	38,62	37,85	11,23	11,46	11,35	12,0	15,0	44,81	56,72	0,96	0,95	0,96		77,0	81,2	4,2	21,0	83	1,010	1,020	0,470	129	14,04	0,85	153	1,003	0,000	37	14,95	0,11	55	
5	0	5000	100	52,4	1,5	30,37	30,15	206,87	208,38	207,62	117,0	117,0	25,30	24,31	16,65	17,33	16,99	324,46	4,5	105,2	63,2	18,0	79	0,860	0,842	5,767	167	11,05	0,21	855	0,836	5,740	107	11,04	0,00	310	
6	0	5000	0	0,0	0,3	38,84		33,50	0,00	33,50	20,0	20,0	31,59	30,44	2,28	2,37	2,32		78,5	99,3	19,9	31,0	80	0,990	1,001	0,601	41	14,47	0,45	686	0,997	0,102	17	15,19	0,03	21	
7	0	1400	100	14,7	0,5	37,82		57,35	0,00	57,35	33,2	20,0	29,19	16,62	4,09	4,33	4,21	287,41	0,0	90,3	78,2	0,0	89	0,960	0,977	1,391	142	13,65	0,54	2110	0,998	0,053	34	14,97	0,03	911	
8	0	1400	0	0,0	0,1	42,25	42,28	10,27	10,26	10,26	15,0		71,65		0,75	0,75			79,0	70,6	4,2	19,0	80	1,000	1,025	0,461	225	14,14	1,06	203	0,999	0,007	43	15,18	0,06	2	
9	18	3200	50	16,7	0,5	29,38	29,00	71,28	72,21	71,75	50,0	50,0	35,97	34,82	5,00	5,17	5,09	303,62	29,0	108,9	17,6	27,0	86	0,990	1,005	0,455	197	13,90	0,62	1025	0,994	0,086	84	14,63	0,03	302	
10	36	3200	50	16,7	0,6	35,72	36,28	70,35	69,27	69,81	50,0	50,0	33,97	34,63	5,30	5,20	5,25	313,26	30,5	99,5	17,3	28,0	79	0,990	1,083	0,426	164	13,09	2,06	969	0,999	0,048	67	14,72	0,08	404	
11	0	3200	50	16,7	0,5	29,34	30,00	71,38	69,81	70,59	42,0	42,0	31,85	31,72	4,75	4,77	4,76	283,93	30,0	94,4	18,0	28,0	79	1,020	1,013	0,500	187	13,85	0,80	978	0,997	0,035	72	14,76	0,05	346	
12	18	5000	50	26,2	1,0	34,50	34,53	121,40	121,30	121,35	80,0	80,0	32,28	32,28	8,92	8,92	8,92	340,82	33,5	109,9	23,3	26,0	75	0,960	0,963	1,463	158	13,47	0,36	1520	0,951	1,488	106	13,71	0,00	639	
13	18	1400	50	7,3	0,3	45,06	45,07	28,88	28,87	28,88	20,0	20,0	32,78	33,71	2,20	2,14	2,17	295,53	32,5	90,9	9,4	34,0	82	1,000	1,013	0,437	222	13,94	0,79	679	0,998	0,006	58	14,71	0,05	63	
14	18	3200	100	33,5	1,0	33,03	33,09	126,81	126,58	126,69	80,0	80,0	31,31	30,94	9,20	9,31	9,25	276,15	3,5	97,9	45,0	9,0	79	0,980	0,975	1,080	119	13,87	0,27	2435	0,963	1,360	70	14,05	0	1033	
15	18	3200	0	0,0	0,2	34,78	34,84	24,94	24,90	24,92	20,0	20,0	38,88	38,81	1,85	1,86	1,85		80,5	87,8	7,5	29,0	81	1,000	1,023	0,530	81	13,79	0,89	620	1,009	0,007	26	14,65	0,23	387	
16	27	3200	50	16,7	0,5	30,25	30,85	69,23	67,88	68,56	50,0	50,0	35,40	35,91	5,08	5,01	5,05	301,34	31,0	103,0	17,1	28,0	78	1,000	1,016	0,406	179	13,86	0,78	1000	1,004	0,025	39	14,69	0,15	361	
17	9	3200	50	16,7	0,5	30,25	30,75	69,23	68,10	68,67	42,0	42,0	31,53	31,59	4,80	4,79	4,79	285,96	30,0	100,2	16,7	30,0	79	0,980	1,006	0,449	177	14,12	0,61	1156	0,999	0,059	52	14,85	0,07	213	
18	18	4100	50	21,5	1,0	43,56	43,24	96,15	96,86	96,51	60,0	60,0	31,04	29,97	6,96	7,21	7,08	329,96	36,5	108,9	20,2	27,0	79	0,980	0,997	0,674	149	13,79	0,53	1540	0,981	0,489	86	14,37	0,00	284	
19	18	2300	50	12,0	0,5	42,22	42,75	49,60	48,99	49,29	40,0	40,0	40,43	40,22	3,56	3,58	3,57	296,55	28,5	92,5	14,3	34,0	79	0,990	1,009	0,470	195	13,98	0,70	875	0,993	0,158	53	14,79	0	115	
20	18	3200	75	25,1	1,0	42,87	43,21	97,70	96,93	97,32	60,0	60,0	31,59	32,18	6,84	6,71	6,77	269,59	17,0	104,3	23,8	17,0	82	1,000	1,003	0,470	146	14,05	0,52	2192	0,993	0,129	68	14,73	0,01	485	
21	18	3200	25	8,4	0,4	35,81	36,09	46,78	46,42	46,60	30,0	30,0	32,87	32,87	3,29	3,29	3,29	392,23	53,0	102,5	12,3	35,0	80	1,000	1,013	0,464	207	13,89	0,79	803	0,991	0,186	69	14,79	0	77	

Таблиця В.2 – Протокол випробування двигуна VW BBU за планом двофакторного експерименту (робота двигуна в режимах холостого ходу)

$$P_0 = 99700 \text{ Па};$$

$$T_0 = 288,6 \text{ К};$$

$$\rho_{\text{пов}} = 1,20 \text{ кг/м}^3$$

№ точки	№ сп.	п, хв. ⁻¹	Витрата повітря						Витрата палива				G _{пал.} кг/ год			ΔРк, кПа	тол., °С	Блок 3			Блок 4	Блок 31	Показники газоаналізатора											
			V _{пов.} м ³	час заміру, с		G _{пов.} кг/год		маса, г		час заміру, с		сер. зн.			φ, %			θ, град	тох, °С	α	До нейтралізатора						Після нейтралізатора							
				1-й	2-й	1-й	2-й	сер. зн.	1-й	2-й	1-й	2-й	сер. зн.	α							C _{CO} , %	C _{СmHnp} млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} млн. ⁻¹	α	C _{CO} , %	C _{СmHnp} млн. ⁻¹	C _{CO2} , %	O ₂ , %	C _{NOx} млн. ⁻¹			
1	27	2450	0,2	48,97		17,72		17,72	20,0	20,0	52,50	51,03	1,37	1,41	1,39	76,5	88,2	5,8	26,0	82	0,990	1,032	0,454	110	13,65	1,06	312	1,010	0,000	12	14,62	0,23	99	
2	9	2450	0,2	48,69	48,50	17,82	17,89	17,85	20,0	20,0	54,81	54,28	1,31	1,33	1,32	77,0	87,3	5,9	26,0	82	0,990	1,026	0,504	107	13,89	0,98	258	1,006	0,001	25	14,92	0,15	103	
3	27	1350	0,1	45,97	45,75	9,44	9,48	9,46	20,0	20,0	92,07	96,50	0,78	0,75	0,76	77,0	84,4	3,5	17,0	81	1,000	1,031	0,483	220	13,67	1,18	141	1,001	0,001	12	14,93	0,03	0	
4	9	1350	0,1	38,25	38,35	11,34	11,31	11,33	20,0	20,0	78,79	88,30	0,91	0,82	0,86	77,5	82,6	4,1	21,0	82	0,990	1,028	0,517	140	13,77	1,06	136	1,003	0,000	40	14,85	0,11	47	
5	18	1900	0,1	32,03	32,31	13,54	13,43	13,48	20,0		68,38		1,05		1,05	78,0	84,8	4,8	24,0	81	1,000	1,022	0,566	101	13,77	0,93	180	1,009	0,002	32	14,63	0,23	81	
6	18	3000	0,2	37,06	37,12	23,41	23,37	23,39	20,0	20,0	40,44	41,06	1,78	1,75	1,77	80,5	92,3	7,2	29,0	80	1,000	1,027	0,586	131	13,62	1,07	586	1,005	0,001	33	14,74	0,15	275	
7	18	800	0,1	57,25	57,62	7,58	7,53	7,55	20,0	20,0	104,76	109,69	0,69	0,66	0,67	69,0	80,2	2,8	-9,0	85	1,000	1,013	0,310	103	14,12	0,57	121	1,002	0,004	21	14,64	0,06	8	
8	36	1900	0,1	30,82	31,38	14,07	13,82	13,95	15,0	15,0	47,41	48,28	1,14	1,12	1,13	78,0	85,0	4,9	24,0	82	0,980	1,023	0,577	93	13,94	0,95	195	1,009	0,000	32	14,81	0,22	103	
9	0	1900	0,1	28,96	28,78	14,98	15,07	15,03	20,0		78,09		0,92		0,92	77,5	79,7	5,5	24,0	81	0,990	1,025	0,547	79	14,17	0,95	252	1,005	0,000	22	15,19	0,13	107	
10	36	3000	0,2	37,34	37,28	23,23	23,27	23,25	20,0	20,0	39,59	39,91	1,82	1,80	1,81	80,5	90,0	7,3	29,0	80	0,990	1,026	0,508	120	13,80	0,98	586	1,007	0,004	34	14,67	0,18	296	
11	0	3000	0,2	37,40		23,20		23,20	20,0	20,0	44,09	44,56	1,63	1,62	1,62	80,0	86,5	7,6	28,0	81	0,990	1,025	0,586	128	14,10	1,03	657	1,003	0,001	26	15,21	0,09	262	
12	36	800	0,1	53,41		8,12		8,12	12,0	12,0	62,25	59,20	0,69	0,73	0,71	69,0	71,7	2,9	-8,0	82	0,990	1,013	0,342	130	14,29	0,64	126	1,000	0,006	31	15,00	0,03	13	
13	0	800	0,1	59,59	60,16	7,28	7,21	7,24	20,0		96,97		0,74		0,74	71,0	73,8	3,0	-30,0	82	1,000	1,169	0,285	118	12,95	3,39	56	0,998	0,076	47	15,21	0,05	4	

ДОДАТОК Г

Таблиця Г.1 – Протокол випробувань автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» за Модернізованим Європейським їздовим циклом (Бензин)

Замовник:					Дата проведення випробування:				24.10.2019				Час проведення випробування:				14:43			
Марка КТЗ:	ЗАЗ		Модель КТЗ:		1102		Ідентифікаційний номер:													
Кількість та розташування циліндрів:		4, в ряд		Моторна олива:		н/в		Паливо:		А-95				Пробіг:						
Типорозмір шин:		155/70 R13		Тиск в шинах ведучої осі, кПа:		200														
Споряджена маса КТЗ, кг:		передня вісь		400		задня вісь		350		Загальна:		750		Контрольна маса КТЗ, кг:		850				
Еквівалентна інерція, кг:		800		Алгоритм завантаження стелу:		5,2 + 0,0351 V				Потужність, що поглинається стелом при швидкості 80 км/год, кВт:				5,1						
Параметр, що визначається:				1		2		3		4		5		6						
Цикл (міський / заміський)				Міський		Міський		Заміський												
Витрата РВГ, м³/год				550		550		550												
Концентрація оксиду вуглецю (CO) в АП ³⁾ , млн ⁻¹				0,00		0,00		0,00												
Концентрація оксиду вуглецю (CO) у РВГ ⁴⁾ , млн ⁻¹				195,00		200,00		300,00												
Концентрація діоксиду вуглецю (CO ₂) в АП, %				0,06		0,06		0,06												
Концентрація діоксиду вуглецю (CO ₂) у РВГ, %				0,37		0,36		0,69												
Концентрація сумарних вуглеводнів (C _n H _m) в АП, млн ⁻¹				9,89		9,12		9,74												
Концентрація сумарних вуглеводнів (C _n H _m) у РВГ, млн ⁻¹				158,84		156,68		178,22												
Концентрація метану (CH ₄) в АП, млн ⁻¹				2,11		2,11		2,11												
Концентрація метану (CH ₄) у РВГ, млн ⁻¹				3,91		3,97		4,66												
Концентрація неметанових вуглеводнів (NMHC) в АП, млн ⁻¹				7,78		7,01		7,63												
Концентрація неметанових вуглеводнів (NMHC) у РВГ, млн ⁻¹				154,93		152,71		173,56												
Концентрація оксидів азоту (NO _x) в АП, млн ⁻¹				0,20		0,20		0,46												
Концентрація оксидів азоту (NO _x) у РВГ, млн ⁻¹				17,25		16,33		109,50												
Пройдений шлях, м				2084,5		2080,4		6947,1												
Час проходження шляху, с				390		390		400												
Температура повітря, °C				21,3		21,3		21,3												
				21,3		21,3		21,5												
Середнє значення температури повітря, °C				21,3		21,3		21,4												
Атмосферний тиск, кПа				100,0		100,0		100,0												
				100,0		100,0		100,0												
Середнє значення атмосферного тиску, кПа				100,0		100,0		100,0												
Відносна вологість повітря, %				51,9		51,8		51,6												
				51,8		51,6		51,9												
Середнє значення вологості повітря, %				51,9		51,7		51,5												

Таблиця Г.2 – Виміряні значення компонентів ВГ в мішках за цикл (Бензин)

Результати розрахунку викидів забруднювачів речовин згідно з процедурою випробовування типу I Прямий ЄЕК ООН № 83-06.

дата проведення випробовування - 24.10.2019 (14:43)

тип автомобіля (версія): ЗАЗ 1102

модель: КТЗ - ЗАЗ

модель двигуна - ЗАЗ

паливо - Бензин А-95

#	CO ₂ , %	CO ₂ , ч/м	Q _{CO2} , г/л	CO, ч/м	Q _{CO} , г/л	HC, ч/м	Q _{HC} , г/л	CH ₄ , ч/м	NMHC, ч/м	Q _{NMHC} , г/л	NOx, ч/м	Q _{NOx} , г/л	Ra, %	Pb, кПа	Pd, кПа	t, °C	G _{max} ² , мм ³ /л ас	L, с	V _{max} , л	d, мм	H	Kn	DF	m _{CO} , мг/исп	m _{HC} , мг/исп	m _{NMHC} , мг/исп	m _{NOx} , мг/исп
Cd (первый мешок)	0,06	600	-	0,00	-	9,99	-	2,11	7,78	-	0,20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Ce (первый мешок)	0,37	3700	-	185,00	-	158,84	-	3,91	154,83	-	17,25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CI	0,31	3118,15	1,954	185,00	1,25	148,35	0,831	-	147,39	0,831	17,86	2,05	51,8	100,0	2,530	21,3	550	300	60583,33	2,0545	8,254	0,925	33,055	14523,44	5811,33	5541,26	1827,60
Cd (второй мешок)	0,06	600	-	0,00	-	9,12	-	2,11	7,01	-	0,20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Ce (второй мешок)	0,36	3600	-	200,00	-	156,68	-	3,97	152,71	-	16,33	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CI	0,38	3877,72	1,954	200,00	1,25	147,83	0,831	-	145,91	0,831	16,14	2,05	51,7	100,0	2,530	21,3	550	300	60583,33	2,0504	8,230	0,925	33,887	14865,83	5557,85	5485,68	1822,28
Cd (третий мешок)	0,06	600	-	0,00	-	0,74	-	2,11	7,63	-	0,48	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Ce (третий мешок)	0,89	8900	-	300,00	-	178,22	-	4,68	173,66	-	108,50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CI	0,63	6333,64	1,954	300,00	1,25	188,02	0,831	-	186,36	0,831	109,87	2,05	51,5	100,0	2,545	21,4	550	400	61111,11	6,9471	8,241	0,925	18,162	22916,67	6517,46	6414,66	12636,91
																					11,0820	ΣmI	мг/исп	63336,84	17688,74	17447,68	16388,78
																					MI	мг/км	4731,1	1588,8	1678,7	1481,4	
																					R 83-06	мг/км	1000	100	68	60	
																					згідно з розділом V додатка 4 до Наказу		2280,0		300,0	360,0	

Таблиця Г.3 – Протокол випробувань автомобіля ЗА3-1102 «Таврія» за Модернізованим Європейським їздовим циклом (Бензин – 60%, спиртові сполуки – 40%)

Замовник:				Дата проведення випробування:				24.10.2019				Час проведення випробування:				13:24					
Марка КТЗ:		ЗА3		Модель КТЗ:		1102		Ідентифікаційний номер:													
Кількість та розташування циліндрів:				4, в ряд		Моторна олива:		0		Паливо:		А-95Е40				Пробіг:					
Типорозмір шин:		155/70 R13		Тиск в шинах ведучої осі, кПа:		200															
Споряджена маса КТЗ, кг:				передня вісь		400		задня вісь		350		Загальна:		750		Контрольна маса КТЗ, кг:		850			
Еквівалентна інерція, кг:		800		Алгоритм завантаження стенду:		5,2 + 0,0351 V ²				Потужність, що поглинається стендом при швидкості 80 км/год, кВт:				5,1							
Параметр, що визначається:						1		2		3		4		5		6					
Цикл (міський / заміський)						Міський		Міський		Заміський											
Витрата РВГ, м ³ /год						550		550		550											
Концентрація оксиду вуглецю (СО) в АП ¹⁾ , млн ⁻¹						0,00		0,00		0,00											
Концентрація оксиду вуглецю (СО) у РВГ ²⁾ , млн ⁻¹						100,00		100,00		100,00											
Концентрація діоксиду вуглецю (СО ₂) в АП, %						0,06		0,06		0,06											
Концентрація діоксиду вуглецю (СО ₂) у РВГ, %						0,37		0,37		0,68											
Концентрація сумарних вуглеводнів (С _п Н _м) в АП, млн ⁻¹						12,64		10,48		10,49											
Концентрація сумарних вуглеводнів (С _п Н _м) у РВГ, млн ⁻¹						209,58		192,93		212,20											
Концентрація метану (СН ₄) в АП, млн ⁻¹						2,16		2,15		2,16											
Концентрація метану (СН ₄) у РВГ, млн ⁻¹						4,10		4,21		4,45											
Концентрація неметанових вуглеводнів (NMHC) в АП, млн ⁻¹						10,48		8,34		8,33											
Концентрація неметанових вуглеводнів (NMHC) у РВГ, млн ⁻¹						205,48		188,73		207,75											
Концентрація оксидів азоту (NO _x) в АП, млн ⁻¹						0,15		0,16		0,22											
Концентрація оксидів азоту (NO _x) у РВГ, млн ⁻¹						8,45		8,51		43,55											
Пройдений шлях, м						2021,7		2080,0		6891,1											
Час проходження шляху, с						390		390		400											
Температура повітря, °С						21,7		21,9		22,2											
						21,9		22,2		22,5											
Середнє значення температури повітря, °С						21,8		22,1		22,4											
Атмосферний тиск, кПа						100,0		100,0		100,0											
						100,0		100,0		100,0											
Середнє значення атмосферного тиску, кПа						100,0		100,0		100,0											
Відносна вологість повітря, %						51,2		50,6		50,3											
						50,6		50,3		50,3											
Середнє значення вологості повітря, %						50,9		50,5		50,3											

Результати розрахунку емісії забруднювачів речовин: згідно з процедурою випробування типу I Прямий СЕК ООН № 83-05.
дата проведення випробування: - 24.10.2019 (13:24)
тип автомобіля (версія): 3A3 1102
виробник КТЗ - 3A3
виробник двигуна - 3A3
паливо - бензин А-95 Е10

#	CO ₂ , %	CO ₂ , ч.м	Q _{iCO₂} , т/л	CO, ч.м	Q _{iCO} , т/л	HC, ч.м	Q _{iHC} , т/л	CH ₄ , ч.м	NMCH, ч.м	Q _{iNMHC} , т/л	NOx, ч.м	Q _{iNOx} , т/л	Ra, %	Pb, кПа	Pd, кПа	t, °C	G _{тобо} , мм ³ /ч ас	t, с	V _{тобо} , л	d, км	H	Kh	DГ	m _{CO} , мг/исп	m _{HC} , мг/исп	m _{NMHC} , мг/исп	m _{NOx} , мг/исп		
Cd (первый мешок)	0,06	600	-	0,00	-	12,84	-	2,16	10,48	-	0,16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-			
Ce (первый мешок)	0,37	3700	-	100,00	-	209,58	-	4,10	205,48	-	8,45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-			
Cl	0,31	3177,85	1,954	190,00	1,25	187,32	0,831	-	195,31	0,831	8,30	2,05	50,8	100,0	2,808	21,8	550	300	60583,33	2,0217	8,308	0,928	33,420	7447,02	7418,59	7343,22	941,45		
Cd (второй мешок)	0,06	600	-	0,00	-	10,49	-	2,16	8,34	-	0,16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-			
Ce (второй мешок)	0,37	3700	-	100,00	-	192,93	-	4,21	188,73	-	8,51	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-			
Cl	0,31	3177,85	1,954	190,00	1,25	182,76	0,831	-	180,64	0,831	8,35	2,05	50,5	100,0	2,848	22,1	550	300	60583,33	2,0800	8,410	0,930	33,559	7447,02	6871,33	6761,48	948,72		
Cd (третий мешок)	0,06	600	-	0,00	-	10,49	-	2,16	8,33	-	0,22	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-			
Ce (третий мешок)	0,68	6800	-	100,00	-	212,20	-	4,45	207,75	-	43,55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-			
Cl	0,62	6231,88	1,954	190,00	1,25	202,27	0,831	-	198,86	0,831	43,34	2,05	50,3	100,0	2,897	22,4	550	400	61111,11	6,0811	8,541	0,933	18,841	7638,89	7790,63	7705,91	6088,16		
																							10,9828	Emi	мг/исп	22634,72	22089,55	21841,61	6658,33
																							MI	мг/км	2050,0	2008,5	1988,9	633,0	
																							R 83-06	мг/км	1000	100	68	60	
																							згідно з розділом V додатка 4 до Наказу		2280,0		300,0	360,0	

ДОДАТОК Д

Протокол випробування палива для ЗАЗ-1102 «Таврія»

ВИПРОБУВАЛЬНИЙ ЦЕНТР ПАЛИВНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ (ТОВ «ВЦ ПММ»)

акредитований НААУ відповідно до вимог ДСТУ ISO/IEC 17025:2006, атестат акредитації № 2Н138 дійсний до 19 листопада 2022 року

Юридична адреса: 01010, м. Київ, вул. Суворова, 1.

Місцезнаходження: 07354, Київська обл., с. Нові Петрівці, пров. Польовий, 1, тел.: +380 67 509 91

Паспорт якості № 2017

на зразок бензину автомобільного, який надійшов на випробування від ОВЧИННИКОВ Дмитро Володимирович
Зразок № 2017 («А-95 ОККО»).

Акт приймання на випробування від «07» листопада 2019 р.

Дата проведення аналізу «08» листопада 2019 р.

№ № п/п	Найменування показників	Одиниці виміру	Результати аналізу	Метод випробування
1	Густина за температури 20°C	кг/м³	734,6	ГОСТ 3900-85
2	Об'ємна частка ароматичних вуглеводнів	%	31,1	ASTM D 6733-01
3	Об'ємна частка бензолу	%	0,40	ASTM D 6733-01
4	Об'ємна частка кисневмісних сполук	%		ASTM D 6733-01
	- метанол		0	
	- етанол		< 0,1	
	- ізопропіловий спирт		0	
	- ізобутиловий спирт		0	
	- третбутиловий спирт		0	
	- етери (C ₅ і вище)		6,0	
	- інші кисневмісні сполуки з температурою кінця кипіння не вище 210°C		0	

Цей паспорт якості стосується тільки зразка, що підлягав випробуванню.

Директор ТОВ «ВЦ ПММ»

Випробування проводив(ла)

Дата оформлення паспорта «08» листопада 2019 р.



М. М. Худолій

Р. М. Семененко

ВИПРОБУВАЛЬНИЙ ЦЕНТР ПАЛИВНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ (ТОВ «ВЦ ПММ»)

акредитований НААУ відповідно до вимог ДСТУ ISO/IEC 17025:2006, атестат акредитації № 2Н138 дійсний до 19 листопада 2022 року

Юридична адреса: 01010, м. Київ, вул. Суворова, 1.

Місцезнаходження: 07354, Київська обл., с. Нові Петрівці, пров. Польовий, 1, тел.: +380 67 509 91

Паспорт якості № 2018

на зразок бензину автомобільного, який надійшов на випробування від **ОВЧИННИКОВ Дмитро Володимирович**
Зразок № 2018 («Е40 КЛО»).

Акт приймання на випробування від «07» листопада 2019 р.

Дата проведення аналізу «08» листопада 2019 р.

№ № п/п	Найменування показників	Одиниці виміру	Результати аналізу	Метод випробування
1	Густина за температури 20°C	кг/м³	752,7	ГОСТ 3900-85
2	Об'ємна частка ароматичних вуглеводнів	%	10,1	ASTM D 6733-01
3	Об'ємна частка бензолу	%	1,1	ASTM D 6733-01
4	Об'ємна частка кисневмісних сполук	%		ASTM D 6733-01
	- метанол		2,7	
	- етанол		31,2	
	- ізопропіловий спирт		0	
	- ізобутиловий спирт		6,1	
	- третбутиловий спирт		0	
	- етери (C ₅ і вище)		0	
	- інші кисневмісні сполуки з температурою кінця кипіння не вище 210°C		0	

Цей паспорт якості стосується тільки зразка, що підлягав випробуванню.

Директор ТОВ «ВЦ ПММ»

М. М. Худолій

Випробування проводив(ла)

Р. М. Семененко

Дата оформлення паспорта «08» листопада 2019 р.



ДОДАТОК Е

Фрагмент програми розрахунку паливної економічності та екологічних показників автомобіля ЗАЗ–1102 "Таврія" за режимами руху згідно Європейського міського їздового циклу

© кафедра "Двигуни і теплотехніка" НТУ, 2006.
Програма для теоретичних досліджень на математичній моделі впливу добавок спиртових сполук на показники двигуна MeM3-245 при русі автомобіля ЗАЗ-1102 "Таврія" за європейським їздовим циклом

БЛОК ВИХІДНИХ ДАНИХ

Параметри автомобіля, палива

маса автомобіля, кг	Ga := 710	мін частота обертання к.в. на х.х., хв ⁻¹	ndxxmin := 850	вкл := 0
маса вантажу, кг	Gvant := 100			
динамічний радіус колеса, м	rd := 0.27	установлювальний кут випередження запалювання, град. п.к.в. (0...20)	θ := 5	kF := 0.3
передаточні відношення:				
1 передачі	U1 := 3.454	час руху паливної плівки у впускному трубопроводі, с	tup := 2	
2 передачі	U2 := 2.056			
3 передачі	U3 := 1.333	об'єм камери прискорювального насосу, см ³	Vnapn := 0.8	
4 передачі	U4 := 0.969			
5 передачі	U5 := 0.730	вміст біоетанолу в бензині, %, (0, 10 або 20)		
головної передачі	Up := 3.875	густина бензину, г/см ³	ρb := 0.722	
постійний коефіцієнт	$\Delta V := 4.5 \cdot 10^{-5}$	густина біоетанолу, г/см ³	ρv := 0.785	
коефіцієнт опору каченню і умовного опору повітря, кг/кг	δD := 0.014	нижня теплота згоряння бензину, МДж/кг	hnb := 44	
момент інерції колеса	Jk := 0.55	нижня теплота згоряння біоетанолу, МДж/кг	hnv := 26.2	
момент інерції двигуна	Jd := 0.09			
ККД трансмісії (0.88...0.92)	ηt := 0.9	теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кг/кг:		
емпіричний коефіцієнт ККД трансмісії (0.88...0.92), якщо стенд з двигуном з'єднано без трансмісії, то ККД=1.0	ηексп := 0.9	бензину	L0b := 14.7	
			L0v := 9	

Коефіцієнти поліноміальних моделей двигуна в режимі х.х.

Коефіцієнти поліноміальних моделей двигуна в навантажувальному режимі

Коефіцієнти поліноміальних моделей двигуна в режимі примусового х.х.

Поліноміальні моделі двигуна в режимі х.х.

Поліноміальні моделі двигуна в навантажувальному режимі

Поліноміальні моделі двигуна в режимі примусового х.х. $nd = 850...4000 \text{ хв}^{-1}$

Рівняння для визначення часових викидів ЗР

Рівняння для визначення витрати палива з прискорювальною насосом

БЛОК РОЗРАХУНКУ

1. РОБОТА ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ

2. РОЗГІН АВТОМОБІЛЯ	
3. УСТАЛЕНИЙ РУХ АВТОМОБІЛЯ	
4. УПОВІЛЬНЕННЯ АВТОМОБІЛЯ	
6. РОБОТА ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ	
Розгін автомобіля при буксуючому зчепленні на 1-й передачі	
час відведення на операцію	$t_{072} := 40,49 \text{ s} \cdot 52,1$
змiна кутової швидкостi вiдмiної ланки	$\omega_{np072}(t) := \frac{15 \cdot U1 \cdot U_p}{rd \cdot 3,6 \cdot 5} \cdot (t - 49)$
частота обертання вiдмiної ланки	$n_{np072}(t) := \frac{\omega_{np072}(t) \cdot 30}{\pi}$
змiна кутової швидкостi к.в. двигуна	$\omega_{d072}(t) := \frac{\pi \cdot 2100}{30} - \frac{\pi \cdot 2100}{30} - \frac{\omega_{np072}(52,1)}{3,1} \cdot (t - 49)$
частота обертання к.в. двигуна	$nd072(t) := \frac{\omega_{d072}(t) \cdot 30}{\pi}$
швидкiсть автомобiля	$V_{a072}(t) := \frac{\omega_{np072}(t) \cdot rd \cdot 3,6}{U1 \cdot U_p}$
момент опору руху на 1-й передачi	$M_{op072}(t) := \frac{\left[(G_{ia} + G_{ia_{max}}) \cdot ID + \left[1 + A \cdot \left(\frac{\omega_{np072}(t) \cdot rd \cdot 3,6}{U1 \cdot U_p} \right)^2 \right] \cdot 9,81 + kF \cdot \left(\frac{\omega_{np072}(t) \cdot rd}{U1 \cdot U_p} \right)^2 \right] \cdot rd}{U1 \cdot U_p \cdot \eta_p}$
момент при розганi на 1-й передачi при буксуючому зчепленнi	$M_{rozibukc072}(t) := \frac{d}{dt} (\omega_{d072}(t) \cdot Id) + M_{op072}(t) + \frac{1}{\eta_p} \cdot \frac{d}{dt} (\omega_{np072}(t) \cdot I_{ap1})$
	$M072(t) := M_{rozibukc072}(t)$
вiдплата палива зi 3,1 с в режимi розгану вiдпа при буксуючому зчепленнi	$G_{ia_{a072}} := \int_{-49}^{52,1} G_{ia_{a072}}(nd072(t), M072(t)) dt$
вiдплата паливi	$G_{ia_{op072}} := \int_{-49}^{52,1} G_{ia_{op072}}(nd072(t), M072(t)) dt$
вiдплата палива з прискорювального насосу	$G_{ia_{np072}} := M_{ia_{np}} \cdot (FIDR(nd072(49), M072(49)) - FIDR_{xx}(nd012(1)))$
	$\zeta_{ap072} := 0,1$
коєф. надмiру павiтря	$\alpha_{072}(t) := \frac{\alpha(nd072(t), M072(t))}{1 + \frac{G_{ia_{a072}} + G_{ia_{op072}} + G_{ia_{np072}}}{(\zeta_{ap072} + \zeta_{at}) \cdot G_{ia_{a072}}(nd072(t), M072(t))}}$
положення дрос. заслiнки	$FIDR072(t) := FIDR(nd072(t), M072(t))$
максимально вiдкриття дрос. заслiнок	$FIDR_{max} := \begin{cases} FIDR_{max} & \text{if } FIDR072(49) < FIDR_{max} \\ FIDR072(49) & \text{otherwise} \end{cases}$
	$k072(t) := \alpha_{072}(t)$
вiхилю CO	$CO_{072}(t) := CO(nd072(t), M072(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd072(t), M072(t)) - k072(t)) \cdot 20]$
вiхилю CO2	$CO_{2072}(t) := CO_2(nd072(t), M072(t)) \cdot [1 - (\alpha(nd072(t), M072(t)) - k072(t)) \cdot 1,17]$
вiхилю CH	$CH072(t) := CH(nd072(t), M072(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd072(t), M072(t)) - k072(t)) \cdot 5]$
вiхилю NOX	$NOX072(t) := NOX(nd072(t), M072(t)) \cdot [1 - (\alpha(nd072(t), M072(t)) - k072(t)) \cdot 4,2]$
	$a072(t) := \begin{cases} 0,0227 & \text{if } \alpha_{072}(t) < 1 \\ 0,0345 & \text{if } \alpha_{072}(t) > 1 \end{cases}$
	$b072(t) := \begin{cases} 6,104 & \text{if } \alpha_{072}(t) < 1 \\ -1,069 & \text{if } \alpha_{072}(t) > 1 \end{cases}$
	$a1072(t) := \begin{cases} 0,0227 & \text{if } \alpha_{072}(t) < 1 \\ 0,0345 & \text{if } \alpha_{072}(t) > 1 \end{cases}$

$$M_{\text{air}}(t) := a(t) \cdot [b(t) \cdot (G_{\text{air}}(nd(t), M(t)) + G_{\text{air}}(t)) + G_{\text{air}}(nd(t), M(t))] \cdot \frac{100 - q_{\text{eff}}}{100} + a(t) \cdot [b(t) \cdot (G_{\text{air}}(nd(t), M(t)) + G_{\text{air}}(t)) + G_{\text{air}}(nd(t), M(t))]$$

масові викиди CO

$$G_{\text{CO}}(t) := \int_{52.1}^{54} \frac{C_{\text{CO}}(t)}{100} \cdot \mu_{\text{CO}} \cdot M_{\text{air}}(t) dt$$

масові викиди CO2

$$G_{\text{CO}_2}(t) := \int_{52.1}^{54} \frac{C_{\text{CO}_2}(t)}{100} \cdot \mu_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{air}}(t) dt$$

масові викиди CH

$$G_{\text{CH}}(t) := \int_{52.1}^{54} \frac{C_{\text{CH}}(t)}{10^6} \cdot \mu_{\text{CH}} \cdot M_{\text{air}}(t) dt$$

масові викиди NOX

$$G_{\text{NOX}}(t) := \int_{52.1}^{54} \frac{C_{\text{NOX}}(t)}{10^6} \cdot \mu_{\text{NOX}} \cdot M_{\text{air}}(t) dt$$

Переключення на 2-гу передачу

момент опору руху на 2-й передачі

$$M_{02} := \frac{[(G_2 + G_{\text{air}}) \cdot R_0 \cdot (1 - A \cdot 15^2) - 9.81 + kF \cdot \left(\frac{15}{3.6}\right)^2] \cdot r_d}{U_2 - U_p \cdot \eta_B}$$

час необхідний для вирівнювання обертів к.б. двигуна і ведомої ланки

$$t_{\text{вхх}} := \left[\frac{151.7 \cdot U_p}{3.6 \cdot r_d} \cdot \frac{1}{M_{\text{вхх}} \left(\frac{\omega \cdot 30}{\pi} \right) + M_{02}} \right] \cdot \omega$$

$$t_{\text{вхх}} := \lceil t_{\text{вхх}} \rceil$$

час відведений на операції

$$t_{02} := 54 \cdot (54 + t_{\text{вхх}}) + (54 + t_{\text{вхх}})$$

зміна кутової швидкості двигуна

$$\omega_{02}(t) := \frac{15 \cdot U_1 - U_p}{3.6 \cdot r_d} - \frac{15 \cdot U_1 - U_p}{3.6 \cdot r_d} - \frac{15 \cdot U_2 - U_p}{3.6 \cdot r_d} \cdot (t - 54)$$

частота обертання к.б. двигуна

$$n_{02}(t) := \frac{\omega_{02}(t) \cdot 30}{\pi}$$

$$V_{02}(t) := 15$$

момент при врівнюванні обертів к.б. двигуна і ведомої ланки при переключенні на 2-у передачу при блокуванням зчеплення

$$M_{02}(t) := -M_{\text{вхх}}(n_{02}(t))$$

витрата палива за t₀₂ с

$$G_{\text{пал}02} := \int_{54}^{54+t_{02}} G_{\text{палвхх}}(n_{02}(t)) dt$$

витрата повітря за t₀₂ с

$$G_{\text{пов}02} := \int_{54}^{54+t_{02}} G_{\text{поввхх}}(n_{02}(t)) dt$$

коеф. надміру повітря

$$\alpha_{02}(t) := \alpha_{\text{вхх}}(n_{02}(t))$$

положення дрос. заслінки

$$FDR_{02}(t) := FDR_{\text{вхх}}$$

викиди CO з ВГ

$$CO_{02}(t) := CO_{\text{вхх}}(n_{02}(t))$$

викиди CO2 з ВГ

$$CO_{202}(t) := CO_{2\text{вхх}}(n_{02}(t))$$

викиди CH з ВГ

$$CH_{02}(t) := CH_{\text{вхх}}(n_{02}(t))$$

викиди NOX з ВГ

$$NOX_{02}(t) := NOX_{\text{вхх}}(n_{02}(t))$$

масові виходи CO з ВГ за
tmax074 с

$$GCO074 := \int_{54}^{54+tmax074} GCOtmax(nd074(t)) dt$$

масові виходи CO2 з ВГ за
tmax074 с

$$GCO2074 := \int_{54}^{54+tmax074} GCO2tmax(nd074(t)) dt$$

масові виходи CH з ВГ за
tmax074 с

$$GCH074 := \int_{54}^{54+tmax074} GCHtmax(nd074(t)) dt$$

масові виходи NOX з ВГ за
tmax074 с

$$GNOX074 := \int_{54}^{54+tmax074} GNOXtmax(nd074(t)) dt$$

Усталений рух автомобіля на 2-й передачі зі швидкістю 15
км/год

час відведення на
операцію

$$t075 := (24 + tmax074) \cdot 56 \cdot 56$$

частота обертання к.в.
двигуна

$$n075(t) := \frac{15 \cdot 30 \cdot U2 \cdot Up}{3.6 \cdot \pi \cdot rd}$$

швидкість автомобіля

$$Vn075(t) := 15$$

момент опору руху
на 2-й передачі

$$M075(t) := Mres074$$

витрата палива

$$Gpaln075 := \int_{54+tmax074}^{56} Gpaln(nd075(t), M075(t)) dt$$

витрата повітря

$$Gnoz075 := \int_{54+tmax074}^{56} Gnoz(nd075(t), M075(t)) dt$$

витрата палива з
прискорювального навантаження

$$Gpaln075 := Mpaln \cdot FIDR(nd075(56), M075(56))$$

$$tap075 := 0.1$$

коэф. надміру повітря

$$\alpha075(t) := \frac{\alpha(nd075(t), M075(t))}{1 + \frac{Gpaln075}{(tap075 + tmax) \cdot Gnoz(nd075(t), M075(t))}}$$

положення дрос. заслінки

$$FIDR075(t) := FIDR(nd075(t), M075(t))$$

$$k075(t) := \alpha075(t)$$

виходи CO

$$CO075(t) := CO(nd075(t), M075(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd075(t), M075(t)) - k075(t)) \cdot 20]$$

виходи CO2

$$CO2075(t) := CO2(nd075(t), M075(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd075(t), M075(t)) - k075(t)) \cdot 1.17]$$

виходи CH

$$CH075(t) := CH(nd075(t), M075(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd075(t), M075(t)) - k075(t)) \cdot 5]$$

виходи NOX

$$NOX075(t) := NOX(nd075(t), M075(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd075(t), M075(t)) - k075(t)) \cdot 4.2]$$

$$a075(t) := \begin{cases} 0.022 & \text{if } \alpha075(t) < 1 \\ 0.0345 & \text{if } \alpha075(t) > 1 \end{cases}$$

$$b075(t) := \begin{cases} 6.104 & \text{if } \alpha075(t) < 1 \\ -1.069 & \text{if } \alpha075(t) > 1 \end{cases}$$

$$a1075(t) := \begin{cases} 0.0227 & \text{if } \alpha075(t) < 1 \\ 0.0345 & \text{if } \alpha075(t) > 1 \end{cases}$$

$$b1075(t) := \begin{cases} 4.090 & \text{if } \alpha075(t) < 1 \\ -0.6313 & \text{if } \alpha075(t) > 1 \end{cases}$$

$$Mres075(t) := a075(t) \cdot [b075(t) \cdot (Gpaln(nd075(t), M075(t)) + Gpaln075) + Gnoz(nd075(t), M075(t))] \cdot \frac{100 - qCO}{100} + a1075(t) \cdot [b1075(t) \cdot (Gpaln(nd075(t), M075(t)) + Gpaln075) + Gnoz(nd075(t), M075(t))]$$

масові виходи CO

$$GCO075 := \int_{54+tmax074}^{56} \frac{CO075(t)}{100} \cdot \mu_{CO} \cdot Mres075(t) dt$$

масові виходи CO2

$$GCO2075 := \int_{54+tmax074}^{56} \frac{CO2075(t)}{100} \cdot \mu_{CO2} \cdot Mres075(t) dt$$

масові виходи CH

$$GCH075 := \int_{54+tmax074}^{56} \frac{CH075(t)}{10^6} \cdot \mu_{CH} \cdot Mres075(t) dt$$

масабі викидів NOX

$$G_{NOX075} := \int_{54+max074}^{56} \frac{NOX075(t)}{10^6} \cdot \mu_{NOX} \cdot Mar075(t) \cdot dt$$

Розган автомобіля при блокуванняму зчепленні на 2-й передачі до 32 км/год

час відведення на операцію

$$t076 := 56,56,5... 61$$

приведений до зчеплення
момент інерції на 2-й передачі

$$I_{up2} := \frac{(G_a + G_{aam}) \cdot r_d^2}{U2^2 \cdot U_p^2} + \frac{2 \cdot I_k}{U2^2 \cdot U_p^2}$$

зміна кутової швидкості
к.в. двигуна

$$\omega d076(t) := \frac{15 \cdot U2 \cdot U_p}{r_d \cdot 3.6} + \frac{32 \cdot U2 \cdot U_p}{r_d \cdot 3.6} - \frac{15 \cdot U2 \cdot U_p}{r_d \cdot 3.6} \cdot (1 - 56)$$

частота обертання к.в.
двигуна

$$nd076(t) := \frac{\omega d076(t) \cdot 30}{\pi}$$

швидкість автомобіля

$$Va076(t) := \frac{\omega d076(t) \cdot r_d \cdot 3.6}{U2 \cdot U_p}$$

момент опору руху
на 2-й передачі

$$M_{on076(t)} := \frac{\left[(G_a + G_{aam}) \cdot R \right] \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{\omega d076(t) \cdot r_d \cdot 3.6}{U2 \cdot U_p} \right)^2 \right] \cdot 9.81 + k_F \cdot \left(\frac{\omega d076(t) \cdot r_d}{U2 \cdot U_p} \right)^2}{U2 \cdot U_p \cdot \eta_r} \cdot r_d$$

момент при розгані на 2-й
передачі при блокуванняму
зчепленні

$$M_{roz076(t)} := M_{on076(t)} + \frac{d}{dt} \left[\omega d076(t) \cdot \left(\frac{1}{\eta_f} \cdot I_{up2} + I_d \right) \right]$$

$$M076(t) := M_{roz076(t)}$$

витрата палива за 5 с
в режимі розгану авто
при блокуванняму зчепленні

$$G_{pal076} := \int_{56}^{61} G_{pal}(nd076(t), M076(t)) \cdot dt$$

витрата палива за 5 с
в режимі розгану авто
при блокуванняму зчепленні

$$G_{pau076} := \int_{56}^{61} G_{pau}(nd076(t), M076(t)) \cdot dt$$

витрата палива з
прискорювального насосу

$$G_{nas076} := M_{nas0} \cdot (FIDR(nd076(61), M076(61)) - FIDR(nd075(56), M075(56)))$$

коэф. надміру повітря

$$\alpha076(t) := \frac{\alpha(nd076(t), M076(t))}{1 + \frac{G_{pal076} + G_{nas076}}{(I_{up076} + m_a) \cdot G_{pal}(nd076(t), M076(t))}}$$

положення дрос. заслінки

$$FIDR076(t) := FIDR(nd076(t), M076(t))$$

максимальне відкриття
дрос. заслінки

$$FIDR_{max} := \begin{cases} FIDR_{max} & \text{if } FIDR076(61) < FIDR_{max} \\ FIDR076(61) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$k076(t) := \alpha076(t)$$

викиди CO

$$CO076(t) := CO(nd076(t), M076(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd076(t), M076(t)) - k076(t)) \cdot 20]$$

викиди CO2

$$CO2076(t) := CO2(nd076(t), M076(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd076(t), M076(t)) - k076(t)) \cdot 1.17]$$

викиди CH

$$CH076(t) := CH(nd076(t), M076(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd076(t), M076(t)) - k076(t)) \cdot 5]$$

викиди NOX

$$NOX076(t) := NOX(nd076(t), M076(t)) \cdot [1 + (\alpha(nd076(t), M076(t)) - k076(t)) \cdot 4.3]$$

$$a076(t) := \begin{cases} 0.0227 & \text{if } \alpha076(t) < 1 \\ 0.0345 & \text{if } \alpha076(t) > 1 \end{cases}$$

$$b076(t) := \begin{cases} 6.104 & \text{if } \alpha076(t) < 1 \\ -1.069 & \text{if } \alpha076(t) > 1 \end{cases}$$

$$a1076(t) := \begin{cases} 0.0227 & \text{if } \alpha076(t) < 1 \\ 0.0345 & \text{if } \alpha076(t) > 1 \end{cases}$$

$$b1076(t) := \begin{cases} 4.090 & \text{if } \alpha076(t) < 1 \\ -0.6313 & \text{if } \alpha076(t) > 1 \end{cases}$$

$$Mar076(t) := a076(t) \cdot [b076(t) - (G_{pal}(nd076(t), M076(t)) + G_{nas076} + G_{pal}(nd076(t), M076(t))) \cdot \frac{100 - q_{cen}}{100}] + a1076(t) \cdot [b1076(t) - (G_{pal}(nd076(t), M076(t)) + G_{nas076} + G_{pal}(nd076(t), M076(t))) \cdot \frac{100 - q_{cen}}{100}]$$

масабі викидів CO

$$G_{CC076} := \int_{56}^{61} \frac{CO076(t)}{100} \cdot \mu_{CO} \cdot Mar076(t) \cdot dt$$

масові викиди CO2

$$G_{CO2076} := \int_{56}^{61} \frac{CO2076(t)}{100} \cdot \mu_{CO2} \cdot Mar076(t) dt$$

масові викиди CH

$$G_{CH076} := \int_{56}^{61} \frac{CH076(t)}{10^6} \cdot \mu_{CH} \cdot Mar076(t) dt$$

масові викиди NOX

$$G_{NOX076} := \int_{56}^{61} \frac{NOX076(t)}{10^6} \cdot \mu_{NOX} \cdot Mar076(t) dt$$



8. УСТАЛЕНИЙ РУХ АВТОМОБІЛЯ



9. УПОВІЛЬНЕННЯ АВТОМОБІЛЯ



10. РОБОТА ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ



11. РОЗІГН АВТОМОБІЛЯ



12. УСТАЛЕНИЙ РУХ АВТОМОБІЛЯ



13. УПОВІЛЬНЕННЯ АВТОМОБІЛЯ



14. УСТАЛЕНИЙ РУХ АВТОМОБІЛЯ



15. УПОВІЛЬНЕННЯ АВТОМОБІЛЯ



16. РОБОТА ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ



Розрахунок показників за цикл

**РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ**

Ga = 710

qсст = 0

Gшаршкст = 64,471

GCHшаршкст = 0,992

Gваллст = 100

p = 0,722

Gшарл = 8,815

GNOXшарл = 1,953

θ = 5

hш = 44

GшарлМДжс = 280,031

GCOшарл = 248,617

FIDRmax = 22,458

GΣCO = 101,45

GCOцикл = 19,35

GΣCOцикл = 102,769

ДОДАТОК Ж

Список публікацій здобувача.

Публікації у наукових фахових виданнях України.

1. 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.

2. 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.

3. 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.

4. 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.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.

5. 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.

6. 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.

Публікації апробаційного характеру.

7. Овчинніков Д.В. Необхідність підвищення теплового стану двигуна при використанні бензину з добавкою біоетанолу. *Матеріали LXXIII наукової*

конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2017. С. 43.

8. Овчинніков Д.В., Ричок С.О. Особливості роботи двигуна на бензині з добавкою біоетанолу. *Матеріали LXXIV наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету*. К.: НТУ, 2018. С. 39.

9. Гутаревич Ю.Ф., Шуба Є.В., Овчинніков Д.В. Вплив величини добавки спиртових сполук до бензину на показники роботи бензинового двигуна. *Міжнародна науково-практична конференція "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту"*. Україна, м. Харків 16-19 жовтня 2018р. С. 224-225.

10. Добровольський О.С., Овчинніков Д.В., Ступак Н.С. Возможность расширения топливной базы автомобильного транспорта. *Наука – образованию, производству, экономике: материалы 16-й Международной научно-технической конференции*. Минск: БНТУ, 2018. –Т. 2. С. 71.

11. Овчинніков Д.В. Вплив величини добавки біоетанолу до бензину на показники роботи бензинового двигуна. *Ювілейна LXXV наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету*. К.: НТУ, 2019. С. 41.

12. Овчинніков Д.В. Вплив складу сумішевого бензину на енергетичні показники та паливну економічність автомобілів з різними системами живлення двигуна. *Матеріали LXXVI наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету*. К.: НТУ, 2020. С. 40.

ДОДАТОК 3



УКРАЇНА

ВИКОНАВЧИЙ ОРГАН КИЇВСЬКОЇ МІСЬКОЇ РАДИ
(КИЇВСЬКА МІСЬКА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ)

ДЕПАРТАМЕНТ ТРАНСПОРТНОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ

вул. Леонтовича, 6, м. Київ, 01030, тел. (044) 366 63 05, (044) 366 63 43
Контактний центр міста Києва (044) 15-51 E-mail: dti@kmda.gov.ua, press.dti@kmda.gov.ua
Код ЄДРПОУ 37405284

Др. 12.2020 № 013-18852

На № _____ від _____

ДОВІДКА

про використання результатів кваліфікаційної наукової праці
Овчинникова Д. В. на тему «Поліпшення показників сучасних бензинових
двигунів раціональним використанням добавки біоетанолу до бензину»

Одним з напрямів розширення паливної бази автомобільного транспорту є використання палив, які отримують з відновлювальних джерел. Одним з таких палив є біоетанол, який використовують як добавку до бензину.

В останній час величина добавки в бензинах значно збільшилась і досягає близько 40%. Так як біоетанол як моторне паливо для двигунів з іскровим запалюванням значно відрізняється від бензину, це може вплинути на їх показники. Тому результати досліджень, отримані в кваліфікаційній науковій праці Овчинникова Д. В. на тему «Поліпшення показників сучасних бензинових двигунів раціональним використанням добавки біоетанолу до бензину», мають наукове і практичне значення. Зокрема наукову і практичну цінність складають результати по визначенню впливу величини добавки біоетанолу на паливну економічність і екологічні показники двигунів з різними системами живлення, методика визначення доцільних розмірів дозуючих елементів карбюратора при різній величині добавки біоетанолу, уточнення математичної моделі руху автомобіля за Модернізованим Європейським їздовим циклом, адекватність якої підтверджена експериментами.

Результати досліджень по впливу великих добавок біоетанолу до бензину (близько 40%) на показники паливної економічності двигунів автомобілів з різними системами живлення прийняті до використання при розробленні напрямів економії палива і зниження забруднення навколишнього середовища автомобілями.

Директор

Валентин ОСИПОВ

ДОДАТОК І



013582

УКРАЇНА

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, т.ф. +38 (044) 280 82 03, т. +38 (044) 280 87 65
e-mail: general@ntu.edu.ua, код ЄДРПОУ 02070915

15.03.2021 № 638/01

на № _____

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи
Овчиннікова Дмитра Володимировича

Основні матеріали дисертаційної роботи Овчиннікова Д.В. на тему «Поліпшення показників сучасних бензинових двигунів раціональним використанням добавки біоетанолу до бензину» використовуються при підготовці фахівців за спеціальністю «Енергетичне машинобудування» безпосередньо при вивченні дисципліни «Альтернативні палива ДВЗ».

Зокрема, використовується:

- методика визначення доцільних розмірів дозуючих органів карбюратора при використанні бензоспиртових сумішей для забезпечення стабільної роботи карбюраторного двигуна в широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів;
- Показники паливної економічності двигуна і автомобіля при використанні бензоспиртових сумішей в двигунах з різними системами живлення;
- Екологічні показники двигунів і автомобілів з різними системами живлення за роботи на бензоспиртових сумішах.

Проректор з навчальної роботи,
професор



О.К. Гришук