

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: **Покращення ефективності двигуна MeM3–245 застосуванням
біоетанолу**

Виконав: студент IV курсу групи Ат-41

Спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Владислав ПЕТРИК

(ім'я та прізвище)

Керівник: Дмитро РУБАН

(ім'я та прізвище)

ДУБЛЯНИ 2024

Петрик В.В. Покращення ефективності двигуна MeM3–245 застосуванням біоетанолу. Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування. 2024. 55 с.

Табл. 6; рис. 17; бібліогр. джерел 23.

Під час виконання кваліфікаційної роботи проведено аналіз та перспективи використання біоетанолу, як компонента альтернативних палив для двигунів внутрішнього згорання.

Наведена порівняльна характеристика фізико-хімічних властивостей біоетанолу і автомобільних бензинів.

При живленні двигуна сумішевими паливами масові викиди G_{NO_x} у ВГ значно знижуються (1,5–2 рази) у порівнянні з бензином і незначно зростають (1,1–1,2 рази) при підігріві свіжого заряду.

Отримані середні швидкісні режими ТЗ у різних режимах роботи двигуна при використанні різних палив.

За отриманими експериментальними даними визначено діапазон режимів роботи двигуна, що є найбільш поширеним в умовах руху ТЗ в міському транспортному потоці.

Встановлена відносна величина збільшення витрати палива при використанні палива E25 складе від 7.96% до 15.84% порівняно із бензином.

За результатами економічних досліджень встановлено, що застосування біоетанолу, як палива, дозволить покращити ефективність двигуна MeM3–245.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
Розділ 1	
ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ’ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1. Загальна характеристика та фізико-хімічні властивості альтернативних палив.....	7
1.2. Методи отримання біоетанолу	11
1.3. Ціноутворення і собівартість біоетанолу	14
РОЗДІЛ 2	
ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	17
2.1. Порівняльна характеристика фізико-хімічних властивостей біоетанолу і автомобільних бензинів	17
РОЗДІЛ 3	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА	33
3.1. Аналіз результатів експериментальних досліджень карбюраторного двигуна при живленні спиртовмісними паливами	33
3.2. Результати досліджень показників автомобіля у різних режимах руху.....	38
РОЗДІЛ 4	
ОХОРОНА ПРАЦІ	43
4.1. Вплив технічного стану автомобіля на екологічні показники ...	43
4.2. Розрахунок штучного освітлення ділянки технологічної лінії щоденного обслуговування автомобілів	47
РОЗДІЛ 5	
ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	49
5.1. Розрахунок економічного застосування автомобіля при заданих умовах експлуатації	49
Висновок за розділом.....	50
ВИСНОВКИ.....	51
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	53

ВСТУП

Автомобільний транспорт відіграє значну роль в економіці України та в житті громадян. Існує тенденція до зростання автомобільного парку в світі в цілому та в Україні. Разом з цим росте споживання нафтопродуктів, адже більша частина КТЗ споживає палива нафтового походження – бензин та дизельне паливо. Запаси нафти на планеті обмежені, а Україна імпортує нафту для задоволення власних потреб. Запасів нафти на планеті вистачить на 40-50 років, тому прогнозують використання альтернативних видів палива з відновлювальних джерел. Найбільш доступними та поширеними на сьогодні серед рідких видів палива для двигунів з примусовим запалюванням є біопаливо, зокрема біоетанол.

Дослідження з використання біоетанолу як моторного палива почалися відразу з виготовленням першого автомобіля ще на початку ХХ сторіччя. В подальшому ці розробки припинили через високу вартість цього виду палива, та згодом на початку 80-тих років поновили знов. Однією з причин була екологічна ситуація в розвинених країнах. Очікується, що використання біоетанолу як моторного палива буде сприяти зменшенню вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах.

Практично в усіх країнах світу чинні екологічні або економічні програми спрямовані на нормування шкідливих викидів відпрацьованих газів автомобілів, а у ряді випадків, і паливної економічності транспортних засобів в умовах експлуатації. Але із зростанням кількості автомобілів та збільшенням забруднення ними навколишнього середовища стають більш жорсткими норми до токсичності викидів відпрацьованих газів.

РОЗДІЛ 1

ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Загальна характеристика та фізико-хімічні властивості альтернативних палив

Україна на сьогоднішній день не може сама себе повністю забезпечити енергоносіями і вимушена велику частину їх імпортувати. Навіть розвинені держави, що купують енергетичні ресурси, не дивлячись на тимчасове падіння цін на світовому ринку нафти, вимушені розробляти системні заходи економії споживання енергоресурсів і шукати альтернативні джерела енергії. Відомо також, що, виходячи з оцінки глобальних запасів нафти, наближається ера її вичерпання. На рис. 1.1 наведенні прогнозовані запаси нафти і газу в країнах світу.

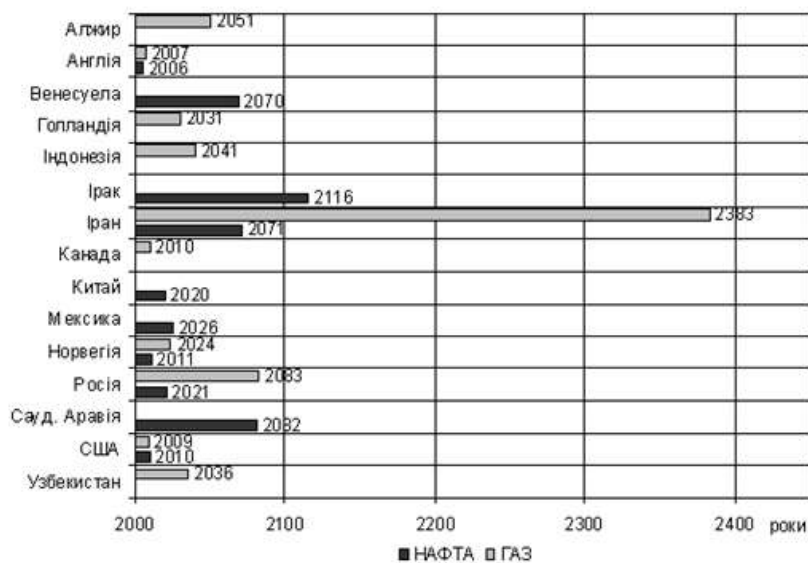


Рисунок 1.1 – Прогнозовані запаси нафти і газу

Прогнозоване в світі вичерпання основних викопних енергоносіїв (нафти та газу в найближчі 40-50 років) та екологічні чинники спонукають більшість розвинених країн шукати альтернативні нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії.

За статистичними даними Держкомстату України, викиди автотранспортом шкідливих речовин у 2006 році зросли на 46% у порівнянні

з 1997 роком і становили більше двох мільйонів тонн. Це 95,1% викидів від пересувних джерел або майже 30% від загального обсягу шкідливих викидів до повітряного басейну.

Альтернативні палива поділяють на чотири групи [3] (рис. 1.2):

- видобувні і супутні газоподібні палива;
- синтезовані альтернативні палива;
- палива, отримані з поновлювальних ресурсів;
- традиційні нафтові палива з добавками.



Рисунок 1.2 – Класифікація альтернативних палив

З розглянутих груп альтернативних палив найбільший інтерес представляють видобувні і синтезовані газоподібні палива, оскільки вони мають наступні переваги перед рідкими паливами:

- такий же агрегатний стан палива, як і у повітря, що сприяє кращому сумішоутворенню двигуна;
- здебільшого високі октанові числа, що дозволяє використовувати високі ступені стискання;
- відсутність шкідливих домішок, що прискорюють зношування деталей двигуна;
- менший вміст вуглецю, що сприяє зменшенню викидів чадного і вуглекислого газів в атмосферу;

- значні природні запаси деяких видобувних газів, що в декілька разів перевищують розвідані запаси нафти.

Однак газовим паливам властиві і недоліки:

- підвищена складність зберігання на борту транспортного засобу, що обумовлена низькою густиною більшості газових палив при нормальних умовах;

- низька об'ємна теплота згоряння, через що зменшується наповнення циліндрів повітрям внаслідок необхідності подачі великого об'єму газового палива;

- вибухонебезпечність при експлуатації автомобіля.

Основні фізико-хімічні властивості альтернативних палив в порівнянні з рідкими паливами нафтового походження наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. – Характеристика окремих видів альтернативних палив у порівнянні із традиційними

Вид палива		Метан	Нафтовий газ	Водень	Етанол	Ріпакова олія	Бензин	Дизельне паливо
		Параметри						
Елементарний склад:	С	0,750 – 0,760	0,823 – 0,821	–	0,522	0,77	0,855 – 0,860	0,870 – 0,860
	Н	0,250 – 0,240	0,177 – 0,179	1,00	0,13	0,114	0,145 – 0,140	0,126 – 0,130
	О	–	–	–	0,348	0,116	–	0,004 – 0,010
Густина при нормальних умовах, кг/м ³		0,72 – 0,83	2,17 – 2,30	0,089	789	920	715 – 780	815 – 855
Нижча теплота згоряння, МДж/кг		51,3 – 47,7	45,5 – 46,1	120	25	37,3	43,6 – 44	42,45
Температура самозаймання, °С		650 – 700	550 – 600	550 – 600	420	320	500 – 550	320 – 380
Необхідна кількість повітря для повного згоряння, кг/кг		17,39 – 17,00	15,55 – 15,60	34,46	9	12,28	14,8 – 14,7	14,32
Октанове число (моторний метод)		100 – 110	90 – 100	45 – 90	106	-	80 – 88	–
Екологічний аспект		Знижений викид CO, CO ₂ , відсутність	Знижений викид CO, CO ₂	Відсутність токсичних	Знижений викид CO, CO ₂ , C _m H _n , NO _x	Збільшення вмісту NO _x	-	-

	неметано- вих C_mH_n		речовин				
--	---------------------------	--	---------	--	--	--	--

Найбільший інтерес серед газових палив викликає водень. Це пояснюється, з одного боку, найбільшою потенційною сировинною базою, з іншого – багатьма привабливими особливостями водню як моторного палива. Нижча теплота згоряння водню становить 120 МДж/кг. За енергоємністю водень перевищує нафтові палива в 2,5...3 рази, спирти - в 5...6 разів, аміак - у 7 разів. Водень у суміші з повітрям спалахує у широкому діапазоні, аж до коефіцієнту надміру повітря рівному 10.

Серед рідких альтернативних палив перспективними є спиртові палива, зокрема, етанол. Етанол у чистому вигляді, або у вигляді сумішей з бензином, що на 85 % складаються з етанолу, має широке використання у таких країнах, як Бразилія, США та деяких інших. Перевагою використання такого палива є знижені викиди вуглекислого газу, що важливо у протидії глобальному потеплінню.

Ще одним газовим паливом, що викликає сьогодні значну зацікавленість, є біогаз.

Біогаз – газ, що отримують внаслідок бродіння біомаси. Розклад біомаси проходить під дією трьох видів бактерій. У ланцюгу харчування бактерії харчуються продуктами життєдіяльності попередніх. Перший вид – бактерії гідролізні, другий – кислотоутворюючі, третій – метаноутворюючі.

Склад біогазу: 55 - 75 % метану, 25 - 45 % CO_2 , незначні домішки H_2 и H_2S . Після очистки біогазу від CO_2 отримують біометан. Біометан – повний аналог природного газу, різниця лише у походженні.

Основною проблемою використання неочищеного біогазу є значний вміст «баластних» компонентів, що не приймають участь у згорянні, що знижує ефективну потужність двигуна.

Близький за показниками до біогазу є коксовий газ. Він в першу чергу викликає зацікавленість, як супутній продукт при металургійному виробництві. З кожної тони коксу отримують приблизно 300 – 350 м³

коксового газу. Однак цей газ в основному використовується для внутрішніх потреб металургійних підприємств.

Велике економічне і екологічне значення має переведення автомобільного транспорту на природний газ. Це звільняє ресурси рідкого палива і знижує забруднення повітряного басейну.

Одним із суттєвих недоліків при використанні природного газу є зниження (до 20 %) максимальної потужності двигуна та погіршення тягово-швидкісних показників переобладнаних автомобілів. Інший недолік пов'язаний зі зменшенням корисної вантажопідйомності внаслідок високої питомої маси ГБО.

Зріджений нафтовий газ (ЗНГ) у багатьох роботах розглядається в якості вагомого альтернативного джерела енергії. Основними компонентами ЗНГ є пропан і бутан.

Виробництво ЗНГ безпосередньо пов'язане з нафтопереробною промисловістю. Тому використання зрідженого газу є дуже важливим з точки зору економії рідких палив і більш низьких викидів шкідливих речовин.

Згідно даних таблиці 1.1 він має найвищу густину як при нормальних умовах так і в умовах зберігання на транспортному засобі. Це забезпечує високі показники запасу ходу транспортного засобу. Також нафтовий газ має найнижчу питому масу при зберіганні.

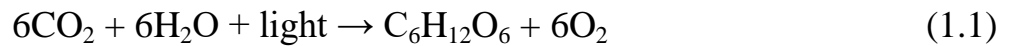
Висока теплота згоряння і октанове число нафтового газу обумовлює його переважне застосування в якості палива для газових двигунів.

Останнім часом все більше досліджень присвячено застосуванню як моторних палив спиртів, зокрема етилового (етанолу) [4, 5].

1.2 Методи отримання біоетанолу

Відомий з давніх часів спосіб отримання етанолу – спиртове бродіння органічних продуктів, що містять вуглеводи (виноград, плоди і т. п.) під дією ферментів дріжджів і бактерій. Аналогічно виглядає переробка крохмалю,

картоплі, рису, кукурудзи, і інш. Схему реакції спрощено можна виразити рівняннями:



В результаті бродіння виходить розчин, що містить не більше 15 % етанолу, оскільки в більш концентрованих розчинах дріжджі зазвичай гинуть. Отриманий таким чином етанол потребує очищення і концентрації, зазвичай шляхом дистиляції.

Сучасна промислова технологія отримання спирту етилового з харчової сировини включає наступні стадії:

- підготовка і подрібнення крохмалистої сировини – зерна (перш за все – жита, пшениці), картоплі, кукурудзи і тому подібне;

- ферментація. На переважній більшості спиртових виробництв світу ферментативне розщеплювання крохмалю до спирту за допомогою дріжджів залишене. Для цих цілей застосовуються рекомбінантні препарати альфа-амілази, отримані біоінженерним шляхом, – глюкамілаза, амілосубтилін;

Брагоректифікація здійснюється на розгінних колонах.

Відходами бродильного виробництва є барда і сивушні масла. Барда використовується для виробництва кормів.

Найбільші виробники біоетанолу в США по цій технології здійснюють компанії Archer Daniels Midland і Cargill.

Спосіб виробництва паливного етанолу "Wet mill".

Цей спосіб виробництва паливного етанолу розроблений і широко використовується в США.

Існує два основні методи виробництва біоетанолу: технологія "Wet mill" (рис.1.3) і технологія "dry mill". Головна відмінність між цими двома технологіями полягає тільки в способі початкової переробки зерна.

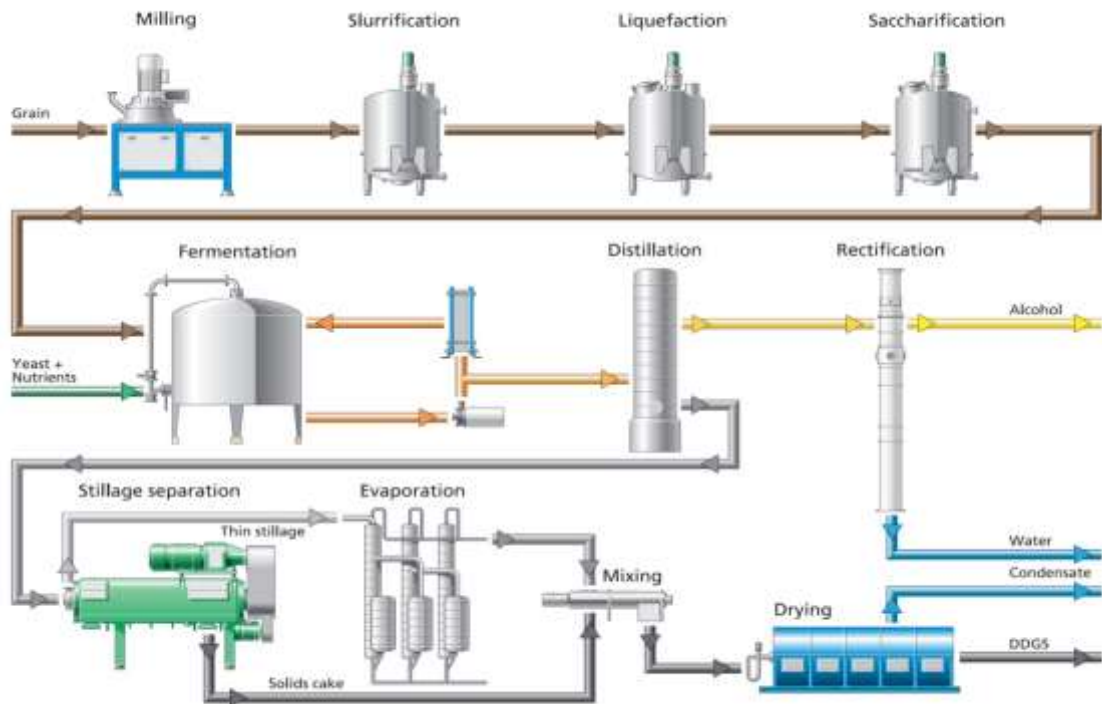


Рисунок 1.3 – Принципова схема технологічного процесу виробництва біоетанолу „Wet mill”

Для виробництва паливного біоетанолу застосовується технологія "Wet mill". Основою технології "Wet mill" є процес виділення крохмалю зерна, глютену, зародка і клітковини у водному середовищі. Початку процесу передують стадії очищення зерна з подальшим його замочуванням. Потім зерно прямує на мокре дроблення для подальшої сепарації зародка і відділення клітковини. Розчин, що залишився після сепарації, містить розчинений крохмаль і глютен, прямує на другу стадію сепарації. На даному етапі відбувається виділення глютену з розчину, що залишився, з утворенням вологого глютену і крохмалю. Отриманий вологий крохмаль, за допомогою різних технологічних операцій, перетвориться в наступні продукти: сухий крохмаль, етанол, концентрована фруктоза. Зародок зерна, виділений раніше, використовується для виробництва рафінованого кукурудзяного масла. Клітковина і глютен є цінними кормовими добавками.

Технологічний процесу "Wet mill" включає наступні технологічні операції: очищення і замочування, виділення зародка, виділення клітковини, виробництво екстракту, виділення глютену і крохмалю, отримання сухого

глютену , промивка крохмалю і його виділення, виробництво спирту з крохмалю, розварювання, зцукрення, бродіння (ферментація), дистиляція (зміцнення), зневоднення , денатурування.

Процес отримання спирту за технологією "Wet mill" достатньо складний, оскільки йому передують велике число технологічних операцій, пов'язаних з виділенням окремих компонентів зерна. Але попереднє виділення цінних складових є безперечним плюсом технології "Wet mill", оскільки процес виробництва спирту, в цьому випадку, не супроводжується утворенням післяспиртової бурди. Це, у свою чергу, дозволяє обійти стороною проблеми, пов'язані з її подальшою утилізацією.

Крім того до недоліків паливного етанолу необхідно віднести те, що для його виробництва збільшуються енергозатрати в 1,4...1,7 разів в порівнянні з енергозатратами на виробництво бензину.

Основним недоліком паливного етанолу в теперішній час є те, що енергія, яка витрачається на його виробництво, перевищує енергію, що отримується при його спалюванні, наприклад, нижча теплота згоряння біоетанолу $h_n = 26$ МДж/кг, енергія , яка витрачається на його виробництво $E_{зат}=29$ МДж/кг [7], тому, з точки зору енергетичної і економічної доцільності етанолу на даному етапі розвитку технології його виробництва і сировинної бази більш доцільне використання як добавки до бензину. (Суміш бензину з 10% добавкою біоетанолу має нижчу теплоту згоряння $h_n = 42,2$ МДж/кг, енергія, яка витрачається на його виробництво $E_{зат}=22,34$ МДж/кг).

Тому можна вважати, що в чистому вигляді спирти знайдуть застосування в майбутньому для живлення двигунів зі зміненими конструктивними параметрами, матеріалами та регулюваннями.

1.3 Ціноутворення і собівартість біоетанолу

Для більшості держав, що виробляють паливний етанол, забезпечення рентабельності його виробництва в теперішній час потребує державних

субсидій і підтримки. На рис.1.5 приведені дані по собівартості виробництва паливного етанолу і бензину.

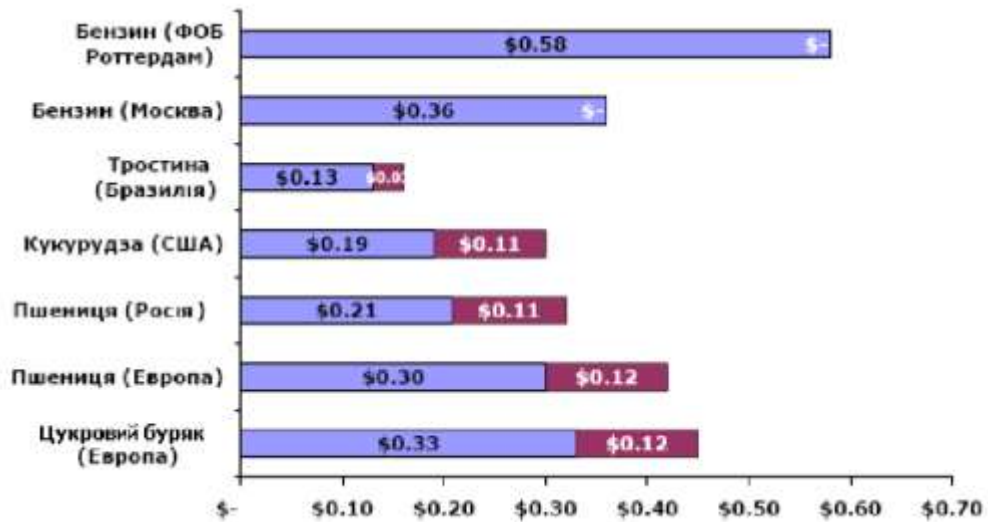


Рисунок 1.5 – Собівартість літра етанолу та бензину без податків

Отриманий з цукрового очерету паливний етанол в Бразилії повністю себе окупає. Щорічно його виробництво в Бразилії, починаючи з 1990-го, зросло на 4%, а собівартість знижувалася на 3% завдяки науково-технічному прогресу і підвищенню врожайності, вдосконаленню технології екстракції цукру, ферментації і дистиляції. Виробництво етанолу з кукурудзи, що практикується в США, не дивлячись на зменшення собівартості паливного етанолу на 2/3 за останніх 15 років, менш прибутково.

Основними способами здешевлення цього продукту можуть бути заміна сировини для його виробництва і кардинальна зміна технології алкогольної ферментації.

Заміна сировини полягає в тому, що замість зерна злаків для перетворення на етанол використовуватиметься біомаса цілих рослин як трав'янистих, так і дерев, включаючи відходи сільського господарства, деревообробної промисловості і навіть тверді комунальні відходи (сміття). В основному суха біомаса трав'янистих і дерев'янистих рослин складається з целюлози (полімер глюкози), геміцелюлози (полімер глюкози і іншого цукру – ксилози) і лігніну (полімер ароматичних спиртів), скорочено – лігноцелюлози. Використання таких нетрадиційних матеріалів робить сировинну базу для отримання паливного етанолу практично невичерпною.

Підрахунки свідчать: використання для виробництва паливного етанолу тільки відходів сільського господарства, деревообробної промисловості і комунальних відходів дозволило б США замінити етанолом 40% бензину. Спеціальне ж культивування певних дерев'янистих (наприклад, вільха, осика) і трав'янистих (зокрема, сорго) рослин для подальшого перетворення на етанол могло б забезпечити останні 60%.

Україна щорічно споживає біля 200 млн. т. у. п. паливно-енергетичних ресурсів і відноситься до енергодефіцитних країн, тому що покриває свої потреби в енергоспоживанні на 53% (в основному за рахунок кам'яного вугілля) і імпортує 75% необхідного обсягу природного газу та 85% сирової нафти і нафтопродуктів. Така структура паливно-енергетичного комплексу економічно недоцільна, спричиняє значну залежність економіки України від країн-експортерів нафти і газу, що може бути загрозою для її енергетичної і національної безпеки [18].

В табл. 1.4 приведені різні ціни на біопалива в деякі в державах світу, які в цілому відображають його виробництво.

Із табл.1.4. видно, що сама низька собівартість паливного етанолу в Бразилії, що отримується з цукрового очерету. Собівартість паливного етанолу, що отримується із зернових культур, вище, ніж із цукрового тростнику.

Таблиця 1.4 – Порівняння цін на біоетанол та нафтопродукти

Країна походження та сировина	Ціна біоетанол (Євро/л)	Ціна на нафтопродукти (Євро/л)
Бразилія (сировина: цукрова тростина)	0.29	0.44
США (сировина: кукурудза)	0.43	0.59
Німеччина (сировина: цукровий буряк)	0.74	1.14
Німеччина (сировина: зернові)	0.61	1.14

РОЗДІЛ 2

ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Порівняльна характеристика фізико-хімічних властивостей біоетанолу і автомобільних бензинів

Придатність етилового спирту (біоетанолу) для одержання сумішевих палив з бензином в першу чергу визначається його фізико-хімічними властивостями.

В табл. 2.1 наведені порівняльні властивості палив, які отримані в результаті багатьох досліджень і висвітлені в джерелах [19], [21], [22] та ін.

Використання сумішевого палива з концентрацією спирту (біоетанола) більше 20 % і підвищеним вмістом води пов'язане з проблемою розшарування суміші, особливо, в зимовий період (коли температура нижча 0°C). Усунути зазначений недолік можна додаючи до сумішевого палива стабілізатори (гексанол, пропанол, ізопропанол, ізобутанол) [20]. Так, добавка 2,5–3,0% ізобутанолу забезпечує стійкість суміші бензину і етанолу із вмістом 5% води при температурі до –20°C.

Одним із важливих показників якості товарних бензинів є октанове число (ОЧ), яке визначають моторним або дослідницьким методами. Для біоетанолу ОЧ за моторним методом складає 99 од., а для бензину марки А–95 – близько 85 од. При одержанні сумішевого палива октанове число зростатиме відповідно до вмісту біоетанолу. Так, для бензину А–95 з 10% вмістом біоетанолу ОЧ за дослідницьким методом зростає на 2,4 од. [23], що підвищує детонаційну стійкість палива.

Біоетанол має дещо більшу густину ніж бензини, що знижуватиме рівень сумішевого палива у поплавцевій камері, і як наслідок, частково впливатиме на збіднення робочої суміші. При зміні густини на 7–8 од. необхідно регулювати карбюратор.

Густину сумішевого палива на основі товарного бензину можна визначити за формулою

$$\rho_{\text{сум}} = \rho_{\text{б}} + r_{\text{с}} \cdot (\rho_{\text{с}} - \rho_{\text{б}}), \quad (2.1)$$

де $\rho_{\text{б}}$ і $\rho_{\text{с}}$ – густина відповідно товарного бензину і етилового спирту, кг/м³;

$r_{\text{с}}$ – об’ємний вміст етилового спирту в паливній суміші.

Таблиця 2.1 – Порівняльні властивостей палив

Властивість	Паливо		
	Бензин А-95	Метанол	Етанол
Хімічна формула	Вуглеводневі сполуки (C4...C12)	CH ₃ (OH)	C ₂ H ₅ (OH)
Октанове число за моторним методом, од.	~85	98	99
Нижча теплота згоряння, кДж/кг	43580	22375	25140
Кінематична в’язкість, мм ² /с	0,52...0,63	0,768	1,52
Енергія, що міститься в 1л суміші при нормальній температурі, кДж/л	4,01	3,99	3,88
Теплота випаровування, кДж/кг	315	1156	913
Теоретична кількість повітря, кг повітря/кг палива	14,8	6,46	9,0
Відношення теплоти випаровування до нижчої теплоти згоряння, %	0,73	5,2	4,1
Теоретичне зниження температури суміші в наслідок повного випаровування, °С	19	140	98
Теоретичне значення температури суміші при температурі повітря +30°С і повному випаровуванні, °С	+11	-110	-68
Розрахункове зростання масового наповнювання циліндрів сумішшю, %	100	174	139
Температура полум’я в повітрі, °С	2062-2197	1912	1962
Межі поширення полум’я: верхня ($\alpha_{\text{макс}}$) нижня ($\alpha_{\text{мін}}$)	1,3 0,3	1,92 –	1,7 0,4
Густина палива при 20 °С, кг/м ³	710...750	792	790
Елементарний склад, % С, Н, О	85,5 14,5 –	37,5 12,5 0,5	52,17 13,04 34,78
Температура кипіння, °С	35...205	64,7	78,3
Температура спалахування, °С	480–550	470–500	392
Тиск насичених парів при 20°С, кПа	66,5–93	12,1	5,6
Гранично допустима концентрація в повітрі робочої зони, мг/м ³	100	5	1000

Біоетанол, на відміну від бензину, містить у своєму складі кисень, який може приймати участь в згоранні робочої суміші (рис. 2.1) [24]. Тому теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг біоетанолу (9,0 кг повітря на 1 кг палива), є значно нижчою ніж для бензину (14,8 кг повітря на 1 кг палива).

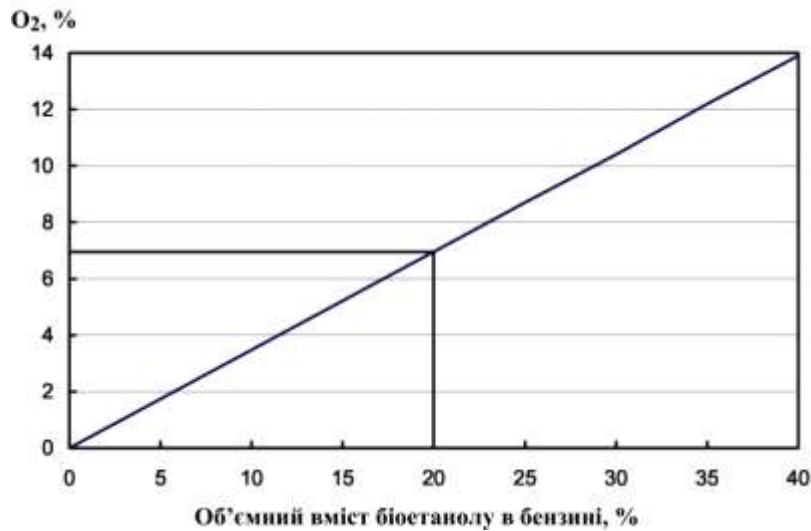


Рисунок 2.1 – Зростання концентрації кисню в бензоетаноловій суміші, %.

Теоретично необхідну кількість повітря для згорання 1 кг сумішевого бензину визначають за формулою

$$l_{0\text{сум}} = l_{0\text{б}} \cdot g_{\text{б}} + l_{0\text{с}} \cdot g_{\text{с}}, \quad (2.2)$$

де $l_{0\text{б}}$, $l_{0\text{с}}$ – теоретично необхідні кількості повітря для згорання 1 кг відповідно бензину і спирту, кг/кг;и $g_{\text{б}}$, $g_{\text{с}}$ – масові частки бензину і спирту в сумішевому бензині.

Масові частки бензину і спирту можна визначити за залежностями:

$$g_{\text{б}} = \frac{\rho_{\text{б}} \cdot r_{\text{б}}}{\rho_{\text{б}} \cdot r_{\text{б}} + \rho_{\text{с}} \cdot r_{\text{с}}}; \quad (2.3)$$

$$g_{\text{с}} = \frac{\rho_{\text{с}} \cdot r_{\text{с}}}{\rho_{\text{б}} \cdot r_{\text{б}} + \rho_{\text{с}} \cdot r_{\text{с}}}, \quad (2.4)$$

де $r_{\text{б}}$ і $r_{\text{с}}$ – об'ємні частки відповідно бензину і спирту в сумішевому паливі.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг сумішевого бензину виходячи із елементарного хімічного складу

$$l_{0\text{сум}} = \frac{28,97}{0,21} \cdot \left[r_{\text{б}} \cdot \left(\frac{C_{\text{б}}}{12} + \frac{H_{\text{б}}}{4} \right) + r_{\text{с}} \cdot \left(\frac{C_{\text{с}}}{12} + \frac{H_{\text{с}}}{4} - \frac{O_{\text{с}}}{32} \right) \right], \quad (2.5)$$

де 28,97 – маса одного моля повітря; $C_{\text{б}}$, $H_{\text{б}}$ – частка в бензині відповідно вуглецю і водню, %; $C_{\text{с}}$, $H_{\text{с}}$, $O_{\text{с}}$ – частка в спирті відповідно вуглецю, водню і кисню %;

Внаслідок значно меншої нижчої теплоти згорання біоетанолу (в 1,7 рази) у порівнянні з бензином добавка спирту призведе до зниження зазначеного показника. Нижча теплота згорання сумішевого палива

$$H_{\text{исум}} = \frac{H_{\text{иб}} \cdot \rho_{\text{б}} \cdot r_{\text{б}} + H_{\text{ис}} \cdot \rho_{\text{с}} \cdot r_{\text{с}}}{\rho_{\text{б}} \cdot r_{\text{б}} + \rho_{\text{с}} \cdot r_{\text{с}}}, \quad (2.6)$$

де $H_{\text{иб}}$, $H_{\text{ис}}$ – нижча теплота згорання відповідно бензину і етилового спирту, кДж/кг.

Суттєве зниження теплоти згорання біоетанолу у порівнянні з бензином, на перший погляд, повинно призвести до значного зниження потужності двигуна, але к.к.д. двигуна залежить не тільки від загальної нижчої теплоти згорання палива, але й від повноти його згорання в ДВЗ, тобто від тієї частки палива яка може бути перетвореною в корисну роботу. Енергія, яка міститься і 1 л бензоповітряної та етанолоповітряної суміші, завдяки наявному кисню в біоетанолі і більш повному згоранні робочої суміші, майже однакова (4,01 та 3,88 кДж/л відповідно). Тому, не спостерігається значної зміни енергетичних параметрів двигуна при переведенні з бензину на сумішеве паливо. Крім того, більш повне згорання спиртових і сумішевих палив не тільки підвищуватиме к.к.д., але й буде послаблювати такі негативні явища, як нагароутворювання і розрідження масла, а отже й зростатиме моторесурс двигуна.

Межі поширення полум'я для біоетанолу (0,4...1,7) у порівнянні з бензином (0,3...1,3) є більш широкими. Завдяки чому ДВЗ повинен

працювати більш стійко на сумішевих паливах, ніж на чистому бензині, особливо на збіднених сумішах. Крім того більш висока нижня межа поширення полум'я для біоетанолу, дещо знижує пожежну небезпеку при транспортуванні, зберіганні і використанні палив. Статистичні дані підтверджують, що кількість пожеж при зберіганні і транспортуванні біоетанолу в декілька разів виникає менше, ніж для бензинів.

Використання біоетанолу і сумішевих палив у штатних системах живлення ДВЗ призводитиме до збіднення паливоповітряної суміші, а також зростання густини і в'язкості палива [24]. Отже, виникає потреба у корегуванні пропускної здатності жиклерів і регулювання карбюратора.

Характеристикою карбюратора називають зміну складу свіжого заряду від розрідження в дифузорі [25], тобто

$$\alpha = \frac{G_{\text{пов}}}{G_{\text{б}} \cdot l_{0\text{б}}} = \frac{\frac{\pi \cdot d_{\text{д}}^2}{4} \cdot \mu_{\text{д}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_0 \cdot \Delta p_{\text{д}}}}{l_{0\text{б}} \frac{\pi \cdot d_{\text{ж}}^2}{4} \cdot \mu_{\text{ж}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{б}} \cdot (\Delta p_{\text{д}} - g \cdot \Delta h \cdot \rho_{\text{б}})}}, \quad (2.7)$$

де $G_{\text{пов}}$, $G_{\text{б}}$ – маса відповідно повітря і палива у робочій суміші, кг; $d_{\text{д}}$, $d_{\text{ж}}$ – діаметри відповідно дифузора і паливного жиклера, м; $l_{0\text{б}}$ – теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг бензину, кг/кг; $\mu_{\text{д}}$, $\mu_{\text{ж}}$ – коефіцієнти витрати відповідно повітря і бензину; ρ_0 і $\rho_{\text{б}}$ – густина відповідно бензину і повітря, кг/м³; $\Delta p_{\text{д}}$ – розрідження в дифузорі струменем повітря, Па; Δh – умовна висота стовпчика палива, яка затримує витікання палива із розпилувача, м.

Величиною $g \cdot \Delta h \cdot \rho_{\text{б}}$ у розрахунках нехтують, оскільки вона значно менша від $\Delta p_{\text{д}}$, тоді

$$\alpha = \frac{\frac{\pi \cdot d_{\text{д}}^2}{4} \cdot \mu_{\text{д}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_0 \cdot \Delta p_{\text{д}}}}{l_0 \frac{\pi \cdot d_{\text{ж}}^2}{4} \cdot \mu_{\text{ж}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{б}} \cdot \Delta p_{\text{д}}}}. \quad (2.8)$$

При використанні штатного карбюратора при переході на біоетанол чи сумішеві палива необхідно збільшити пропускну здатність жиклерів. Відповідно до 2.8 при незмінній пропускій здатності дифузора карбюратора і однаковому коефіцієнту надлишку повітря для бензину і біоетанолу можна записати рівність

$$l_{0б} \frac{\pi \cdot d_{жб}^2}{4} \cdot \mu_{жб} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_b \cdot \Delta p_D} = l_{0с} \frac{\pi \cdot d_{жс}^2}{4} \cdot \mu_{жс} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_c \cdot \Delta p_D} \quad (2.9)$$

Врахуємо, що $\mu_{жб} \approx \mu_{жс}$ і після скорочення одержимо

$$d_{жс} = \sqrt{\frac{d_{жб}^2 \cdot l_{0б} \cdot \sqrt{\rho_b}}{l_{0с} \cdot \sqrt{\rho_c}}} \quad (2.10)$$

Пускові властивості, якість сумішоутворення і рівномірність розподілення робочої суміші по циліндрам двигуна залежать від таких властивостей палив, як тиск насичених парів, фракційний склад, прихована теплота випаровування, коефіцієнт дифузії парів, в'язкість, поверхневий натяг, теплоємність і густина.

Тиск насичених парів має важливе значення для визначення пускових властивостей палив, особливо за від'ємних температур. Для біоетанолу крива тиску насичених парів (метод Рейда ГОСТ 1756–52) при невисоких температурах має нижчі значення (рис.2.2), ніж для бензинів.

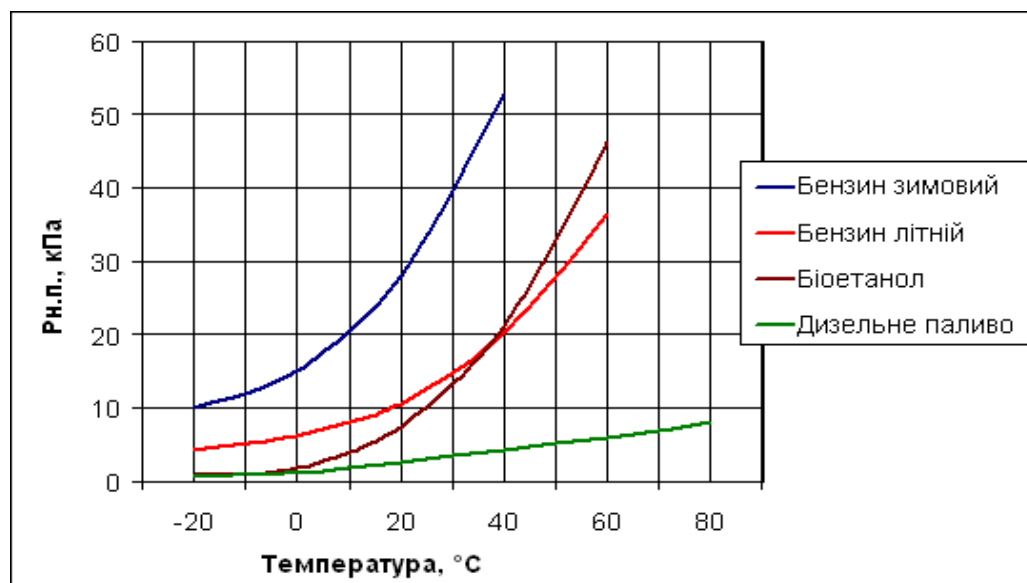


Рисунок 2.2 – Залежність тиску насичених парів від температури [26].

Після 35°C крива біоетанолу зрівнюється з кривою літнього бензину і далі з підвищенням температури стрімко зростає, що може призвести до утворювання парових пробок в літку у системі живлення двигуна. Отже, для кліматичної зони України, тиск насичених парів біоетанолу значно поступається бензинам в зимовий період, що унеможливило запуск двигуна при низьких температурах без використання спеціального підігріву робочої суміші.

Тиск насичених парів для сумішевих палив

$$p_{\text{н.сум}} > \frac{(p_1 \cdot M_1 + p_2 \cdot M_2 + p_i \cdot M_i) + p_c \cdot M_c}{100}, \quad (2.11)$$

де $p_{\text{н.сум}}$ – тиск насичених парів сумішевого палива, кПа; p_1, p_2, p_i, p_c – тиск насичених парів відповідно 1, 2, i -го компоненту бензинів та спирту, кПа; M_1, M_2, M_i, M_c – відсотковий молярний вміст компонентів сумішевого палива, %.

Тиск насичених парів для сумішевих палив буде більшим, ніж відповідний тиск кожного з окремих компонентів, але нижчим за їх суму [27], [28]. Це пояснюється властивістю біоетанолу утворювати з бензинами азеотропні суміші внаслідок послаблення водневих зв'язків і міжмолекулярних сил взаємодії при змішуванні компонентів. Азеотропні суміші мають підвищену летючість внаслідок чого підвищується тиск насичених парів сумішевого палива.

Для сумішевих палив тиск насичених парів при незначних концентраціях спирту (до 12%) зростає, а потім починає знову знижуватись (рис.2.3) [29]. В цілому значення тиску насичених парів при 38°C сумішевого палива не перевищує вимог стандарту.

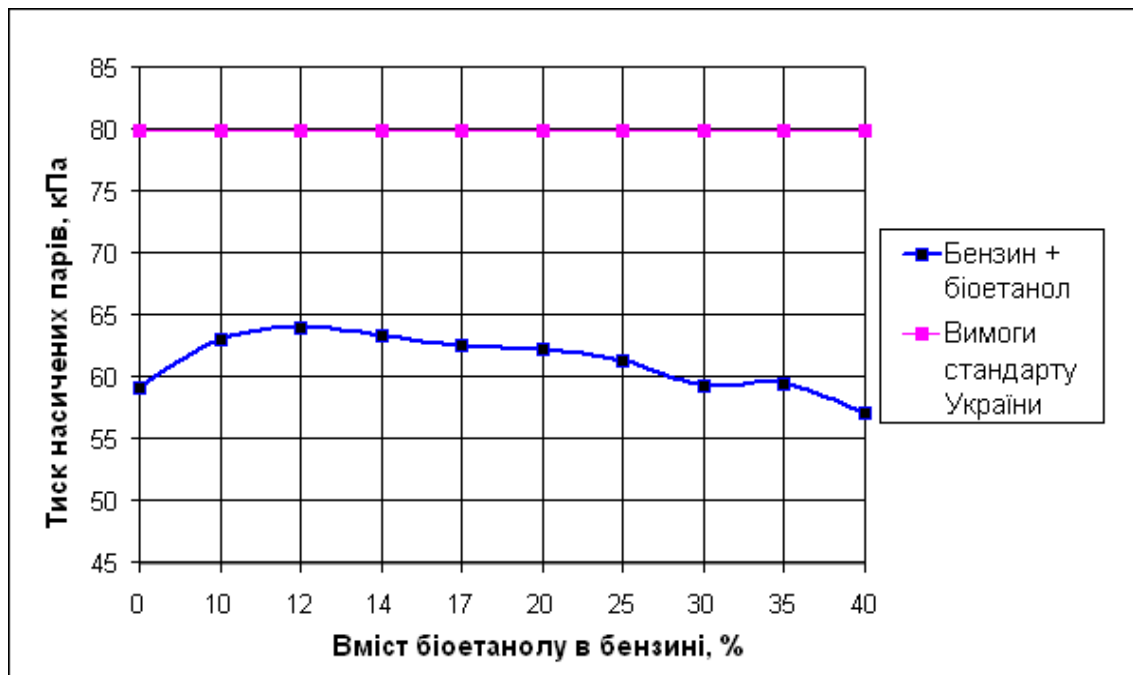


Рисунок 2.3 – Залежність тиску насичених парів від вмісту біоетанолу в паливній суміші

Отже, для сумішевих палив із вмістом біоетанолу до 20% тиск насичених парів зростає приблизно на 8% у порівнянні з товарним бензином, але в цілому знаходиться нижче вимог стандартів України. Підвищення тиску насичених парів полегшуватиме запуск двигуна взимку, але може стати причиною утворення парових пробок в системі живлення влітку.

Інший важливий показник, який впливає на пускові властивості палива і роботу двигуна на різних режимах навантаження є фракційний склад, який характеризується температурами википання 10%, 50% і 90% палива, а також температурами початку і кінця кипіння. Крім того підраховують втрати і залишок у колбі.

Температура початку перегонки (кипіння) і температура перегонки 10% палива характеризують його пускові властивості, схильність до утворення парових пробок у системі живлення двигуна та обмерзання карбюратора.

Температура википання 50% палива характеризує його середню випаровуваність і впливає на прийомистість, прогрівання, стійку роботу двигуна.

Температура википання 90% палива і кінця кипіння характеризують повноту згоряння палива та визначають прийомистість гарячого двигуна, легкість переходу з малого газу на повний і, навпаки, робоче зношування двигуна, втрати палива і моторної оливи, склад відпрацьованих газів та інші експлуатаційні характеристики машини.

Проведенні дослідження для бензину і сумішевих палив з вмістом біоетанолу 10% і 20% (за об'ємом) рис. 2.4. [30] показали незначну зміну фракційного складу. Температура початку кипіння і википання 10% сумішевих палив дещо зростає (для 20% сумішей на 6...8°C) із вмістом біоетанолу, що незначно погіршуватиме його пускові властивості в зимовий період, але й знижує ймовірність утворення парових пробок в системі живлення двигуна в літній період при високих температурах. При цьому вказані температури відповідають вимогам стандартів України на бензини і сумішеві палива ($t_{пк}$ не нижче 30°C, а $t_{10\%}$ не вище 75°C).

Температура википання 50% сумішевого палива із вмістом 10% біоетанолу залишається незмінною, але незначно зменшується для википання 30...50% палива. Для сумішевого палива із вмістом 20% біоетанолу температура википання 50% знижується приблизно на 18°C і ще нижче для википання 60% даного палива. При цьому одержані температури не порушують вимог стандартів ($t_{50\%}$ не вище 120°C). Зниження температури википання фракцій сумішевого палива наближених до 50% позитивно впливатимуть на стійку роботу двигуна, зменшуватимуть час його прогріву, а отже зменшуватимуть витрати часу та палива перед початком руху ТЗ. Але при цьому зростає ймовірність обмерзання карбюратора.

Температура википання 90% сумішевих палив майже не змінюється у порівнянні з бензином, а кінця кипіння незначно знижується (на 6°C) для 20% вмісту біоетанолу. Зниження температури кінця кипіння сприятиме більш повному згорянню палива.

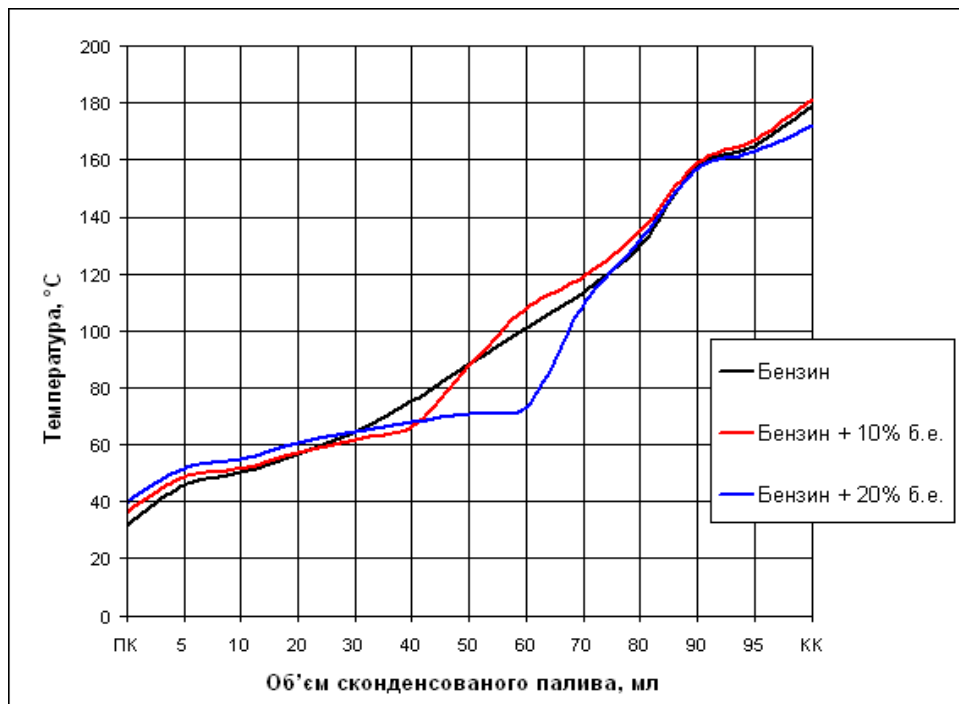


Рисунок 2.4 – Фракційний склад бензину і сумішевих палив

Значний вплив на процеси випаровування і приготування робочої суміші з палив різного походження має їх теплота випаровування. Якщо вважати, що процес випаровування у впускній системі двигуна буде адіабатним, то необхідна кількість тепла Q (кДж) буде відніматися від самого сумішевого палива і від повітря в середовищі якого відбувається випаровування, тобто

$$Q = Q_{\text{п.сум}} + Q_{\text{пов}} \quad (2.12)$$

Сумішеве паливо і повітря при цьому охолоджується від t_0 до кінцевої температури утвореної суміші t .

При потраплянні в двигун 1 кг сумішевого палива для його повного випаровування необхідно затратити кількість теплоти, що відповідає масовій частці відповідного компонента і його теплоті випаровування

$$L_{\text{сум}} = L_b \cdot g_b + L_c \cdot g_c \quad (2.13)$$

Фактично випаровується не все сумішеве паливо, а його частина – x . При цьому через впускну систему проходить $\alpha \cdot l_{0\text{сум}}$ кількість повітря, де α – коефіцієнт надлишку повітря, $l_{0\text{сум}}$ – теоретично необхідна

кількість повітря для згорання 1 кг сумішевого палива. Тоді окремі складові теплового балансу у впускній системі матимуть вигляд:

$$Q = x(L_{\text{б}} \cdot g_{\text{б}} + L_{\text{с}} \cdot g_{\text{с}}); \quad (2.14)$$

$$Q_{\text{п.сум}} = (c_{p\text{б}} \cdot g_{\text{б}} + c_{p\text{с}} \cdot g_{\text{с}}) \cdot (t_0 - t); \quad (2.15)$$

$$Q_{\text{пов}} = \alpha \cdot l_{0\text{сум}} \cdot c_{p\text{пов}} \cdot (t_0 - t), \quad (2.16)$$

де $c_{p\text{б}}$, $c_{p\text{с}}$ і $c_{p\text{пов}}$ – питома ізобарна теплоємність відповідно бензину, етилового спирту і повітря.

Рівняння теплового балансу для випаровування 1 кг сумішевого палива матиме вигляд

$$x(L_{\text{б}} \cdot g_{\text{б}} + L_{\text{с}} \cdot g_{\text{с}}) = (c_{p\text{б}} \cdot g_{\text{б}} + c_{p\text{с}} \cdot g_{\text{с}}) \cdot (t_0 - t) + \alpha \cdot l_{0\text{сум}} \cdot c_{p\text{пов}} \cdot (t_0 - t), \quad (2.17)$$

а зниження температури у впускному трубопроводі

$$t_0 - t = \frac{x(L_{\text{б}} \cdot g_{\text{б}} + L_{\text{с}} \cdot g_{\text{с}})}{c_{p\text{б}} \cdot g_{\text{б}} + c_{p\text{с}} \cdot g_{\text{с}} + \alpha \cdot l_{0\text{сум}} \cdot c_{p\text{пов}}}. \quad (2.18)$$

Отже, зниження температури внаслідок випаровування сумішевого палива у впускній системі визначається прихованою теплотою випаровування і теплоємністю складових компонентів палива, а також складом горючої суміші. Найбільший вплив на зниження температури суміші у впускному трубопроводі оказує прихована теплота випаровування [31]. Оскільки етиловий спирт має майже в 3 рази більшу теплоту випаровування і потребує менше повітря для згорання робочої суміші у порівнянні з бензинами, то очікуване зниження температури для сумішевих палив буде достатньо значним.

Зниження температури свіжого заряду сумішевого палива впливатиме на коефіцієнт наповнення двигуна, що визначається за відомою в теорії двигунів залежністю

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r), \quad (2.19)$$

де T_0 , p_0 – температура і тиск свіжого заряду; ΔT – підвищення температури заряду в процесі впуску; ε – степiнь стискання; p_a і p_r – тиск в циліндрі двигуна відповідно в кінці такту впуску і випуску.

Із залежності (2.19) видно, що коефіцієнт наповнення зростає з підвищенням тиску в кінці впуску і знижується із зростанням тиску випуску і температури підігріву робочої суміші.

З урахуванням значно вищої прихованої теплоти випаровування біоетанолу у порівнянні з бензинами можна очікувати значне зниження температури підігріву робочої суміші [32]

$$\Delta T = \Delta t_{\text{під}} - \Delta t_{\text{вип}} , \quad (2.20)$$

де $\Delta t_{\text{під}}$ – підігрів свіжого заряду в результаті теплообміну; $\Delta t_{\text{вип}}$ – зниження температури свіжого заряду в результаті випаровування палива.

На перший погляд значне зниження температури свіжого заряду палива повинно збільшити коефіцієнт наповнення двигуна і позитивно вплинути на економічність робочого циклу двигуна. Але в дійсності значне зниження температури свіжого заряду погіршуватиме випаровуваність палива і негативно вплине на процеси сумішоутворювання та згорання робочої суміші. Внаслідок чого погіршуватиметься економічність двигуна, зростатиме токсичність ВГ. Тому використання біоетанолу і сумішевих палив потребуватиме додаткового підігріву свіжого заряду палива.

Важливий вплив на процес сумішоутворювання має також швидкість випаровування палива, яка визначається згідно закону Дальтона наступним рівнянням

$$v = A \cdot (p_H - p), \quad (2.21)$$

де v – швидкість випаровування палива; p – парціальний тиск парів палива в повітрі над поверхнею палива; p_H – тиск насичених парів палива; A – коефіцієнт пропорційності, який залежить від поверхні випаровування, загального тиску, коефіцієнту дифузії парів палива у навколишнє середовище та ін. З усіх перерахованих умов найбільший вплив на коефіцієнт

пропорційності має саме коефіцієнт дифузії парів. Чим він вищий тим швидше в цілому випаровується паливо.

Отже, при рівних умовах випаровування бензину, біоетанолу та їх сумішей швидкість випаровування залежатиме від тиску насичених парів і коефіцієнту дифузії палива.

Значення коефіцієнта дифузії для бензину і біоетанолу при різних температурах приведені в табл. 2.2. З підвищенням температури навколишнього середовища коефіцієнт дифузії зростає, а з підвищенням тиску – зменшується. При зростанні швидкості переміщення повітря $v_{\text{пов}}$ над поверхнею палива коефіцієнт дифузії зростає пропорційно $\sqrt{v_{\text{пов}}}$.

Таблиця 2.2 – Коефіцієнт дифузії в $\text{м}^2/\text{с}$ парів бензину і біоетанолу при атмосферному тискові і різній температурі

Вид палива	10°C	20°C	30°C	40°C
Бензин	$0,0845 \cdot 10^{-4}$	$0,091 \cdot 10^{-4}$	$0,097 \cdot 10^{-4}$	$0,102 \cdot 10^{-4}$
Біоетанол	$0,112 \cdot 10^{-4}$	$0,119 \cdot 10^{-4}$	$0,126 \cdot 10^{-4}$	$0,134 \cdot 10^{-4}$

З табл. 2.2 видно, що для біоетанолу коефіцієнт дифузії дещо вищий, ніж для бензину і відповідно слід очікувати кращої його випаровуваності. Але згідно залежності (2.21) швидкість випаровування палива залежить не тільки від коефіцієнта дифузії, але й від тиску насичених парів. При низьких температурах (рис. 2.2.) тиск насичених парів біоетанолу в декілька разів поступається бензином, а отже в цілому його швидкість випаровування буде нижчою. Із підвищенням температури до $\sim 30^\circ\text{C}$ швидкість випаровування біоетанолу зрівняється з бензином, і далі значно його випереджатиме.

Підтверджують вище сказане і результати одержані в джерелі [27], щодо випаровуваності етилового спирту в залежності від температури і швидкості потоку повітря в трубопроводі, які відображені на рис. 2.5.

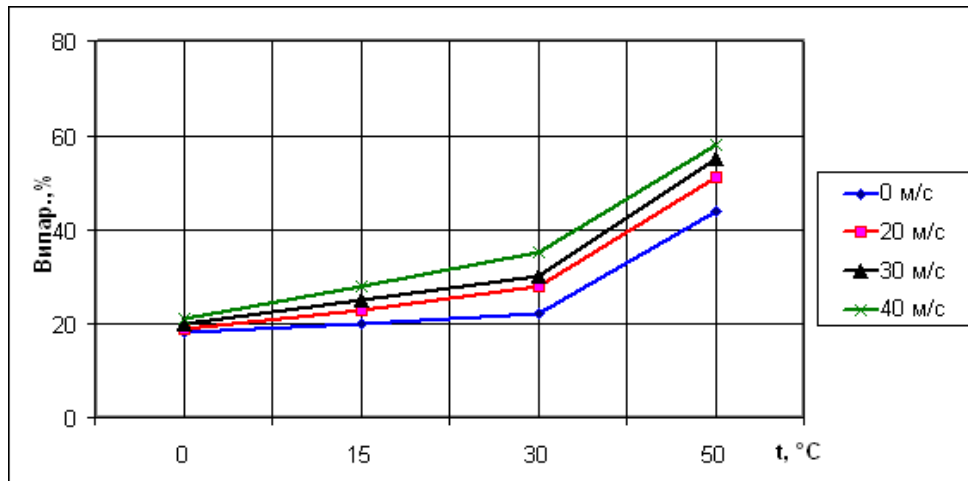


Рисунок 2.5 – Залежність випаровування етилового спирту від температури і швидкості потоку повітря в трубопроводі

З рис. 2.5 видно, що при температурі впускного повітря до 30°C випаровуваність спирту підвищується досить незначно. І тільки після вказаної температури з'являється стрімке зростання кривих випаровуваності, що пояснюється взаємозв'язком між випаровуваністю і тиском насичених парів.

Для сумішевих палив (рис. 2.6) із незначним вмістом біоетанолу (до 20%) випаровуваність за різних температур і швидкостей потоку повітря незначно покращується чи залишається такою ж, як для бензину. На випаровуваність значно впливає не тільки підвищення температури, а також і зростання швидкості потоку повітря. Із зростанням концентрації біоетанолу в паливній суміші до 50% випаровуваність знижується на 2–8%, що незначно поступається бензину і в цілому може вважатись задовільною. При подальшому зростанню концентрації біоетанолу в суміші випаровуваність стрімко погіршується, що унеможлиблює запуск двигуна без додаткового підігріву паливної суміші.

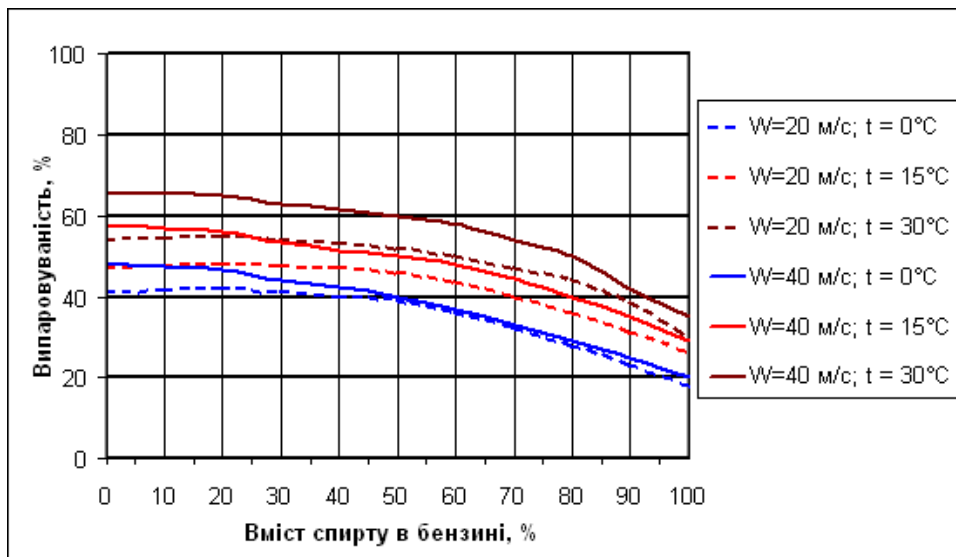


Рисунок 2.6 – Випаровуваність сумішевих палива в залежності від температури і швидкості потоку повітря в трубопроводі

Відповідно із законом Дальтона (2.21) швидкість випаровування палива прямо пропорційна величині поверхні випаровування. Під час випаровування палива у впускній системі двигуна поверхня випаровування залежить від тонкості розпилювання в карбюраторі. Тонкість розпилювання залежить як від умов розпилювання (величини і форми отворів розпилювача і швидкості повітря в дифузори), так і від властивостей палива, і в першу чергу від величини поверхневого натягу.

Наближено можна вважати, що під час витікання палива з розпилювача постійного перерізу середній радіус капель прямо пропорційний поверхневому натягу

$$r = 0,4 \cdot g \cdot \frac{\sigma}{v_{\text{ПОВ}}^2}, \quad (2.22)$$

де r – середній діаметр капель; g – прискорення сили тяжіння; σ – поверхневий натяг палива; $v_{\text{ПОВ}}$ – швидкість повітря в дифузори.

Поверхневий натяг характеризує стан поверхні рідини і чисельно виражається роботою, яку необхідно виконати для утворення одиниці поверхні. Робота витрачається на подолання сил притягання між молекулами при виході їх у поверхневий шар.

За рівних умов розпилювання бензину і біоетанолу середній радіус капель, який характеризує тонкість розпилювання залежатиме від величини поверхневого натягу. На рис. 2.7 зображено залежності поверхневого натягу бензину і етилового спирту від температури.

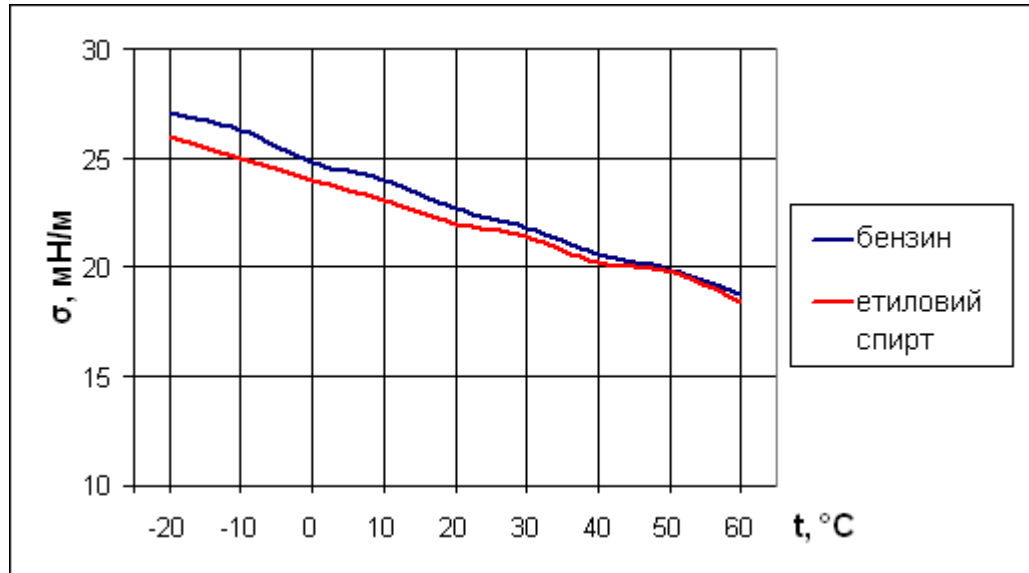


Рисунок 2.7 – Залежність поверхневого натягу бензину і етилового спирту від температури

З підвищенням температури поверхневий натяг і розмір капель зменшуються, а отже покращується тонкість розпилювання і випаровування палива.

Відмінність у поверхневому натягу між бензином і етиловим спиртом (рис. 2.7) незначна і тому відчутних змін у тонкості розпилювання для біоетанолу і сумішевих палив не відбуватиметься. Більший вплив на середній розмір капель матиме зміна температури, ніж збільшення вмісту в сумішевому паливі біоетанолу.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Аналіз результатів експериментальних досліджень карбюраторного двигуна при живленні спиртовмісними паливами

З метою визначення впливу підігріву свіжого заряду на паливно-економічні та екологічні показники роботи двигуна були проведені стендові випробовування двигуна MeM3–245 при живленні сумішами бензину і біоетанолу з примусовим підігрівом свіжого заряду і без підігріву.

Двигун MeM3–245, вітчизняного автомобіля «Таврія», обладнаний карбюраторною системою живлення з карбюратором ДААЗ–21081. Додатковий примусовий підігрів свіжого заряду здійснювали електричним підігрівником, який встановили між лабораторним витратоміром повітря і карбюратором.

Комплексна оцінка впливу підігріву свіжого заряду на екологічні і паливно-економічні показники двигуна MeM3–245 при роботі на суміші бензину і біоетанолу проводилась за навантажувальними характеристиками.

На рис. 3.1 (а і б) та 3.2 (а і б) показані приклади навантажувальних характеристик двигуна MeM3–245, які зняті за частоти обертання колінчастого валу $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$. На характеристиках наведено: $G_{\text{П}}$ – годинна витрата палива, кг/год; $G_{\text{ПОВ}}$ – годинна витрата повітря, кг/год; g_e – питома витрата палива, г/кВт·год; $\Delta p_{\text{К}}$ – розрідження у впускному трубопроводі, кПа; $t_{\text{ВГ}}$ – температура відпрацьованих газів, α – коефіцієнт надлишку повітря; $t_{\text{СУМ}}$ – температура свіжого заряду у впускному трубопроводі, °С; η_e - ефективний коефіцієнт корисної дії; C_{CO} , $C_{\text{C}_m\text{H}_n}$, C_{NO_x} – концентрації основних токсичних компонентів відпрацьованих газів (оксида вуглецю, %, вуглеводнів, млн^{-1} і оксидів азоту, млн^{-1}) та $G_{\Sigma\text{CO}}$ – сумарна масова токсичність відпрацьованих газів, зведена до CO, ум.кг/год.

Аналіз характеристик (рис. 3.1 і 3.2) показує, що в режимах середніх навантажень коефіцієнт надлишку повітря α при живленні двигуна бензином з 10% та 20% добавками біоетанола більший ніж для бензину і відповідно дорівнює приблизно $\alpha \approx 1,1$ та $\alpha \approx 1,2$. При зростанні навантаження α зменшується через збагачення паливоповітряної суміші.

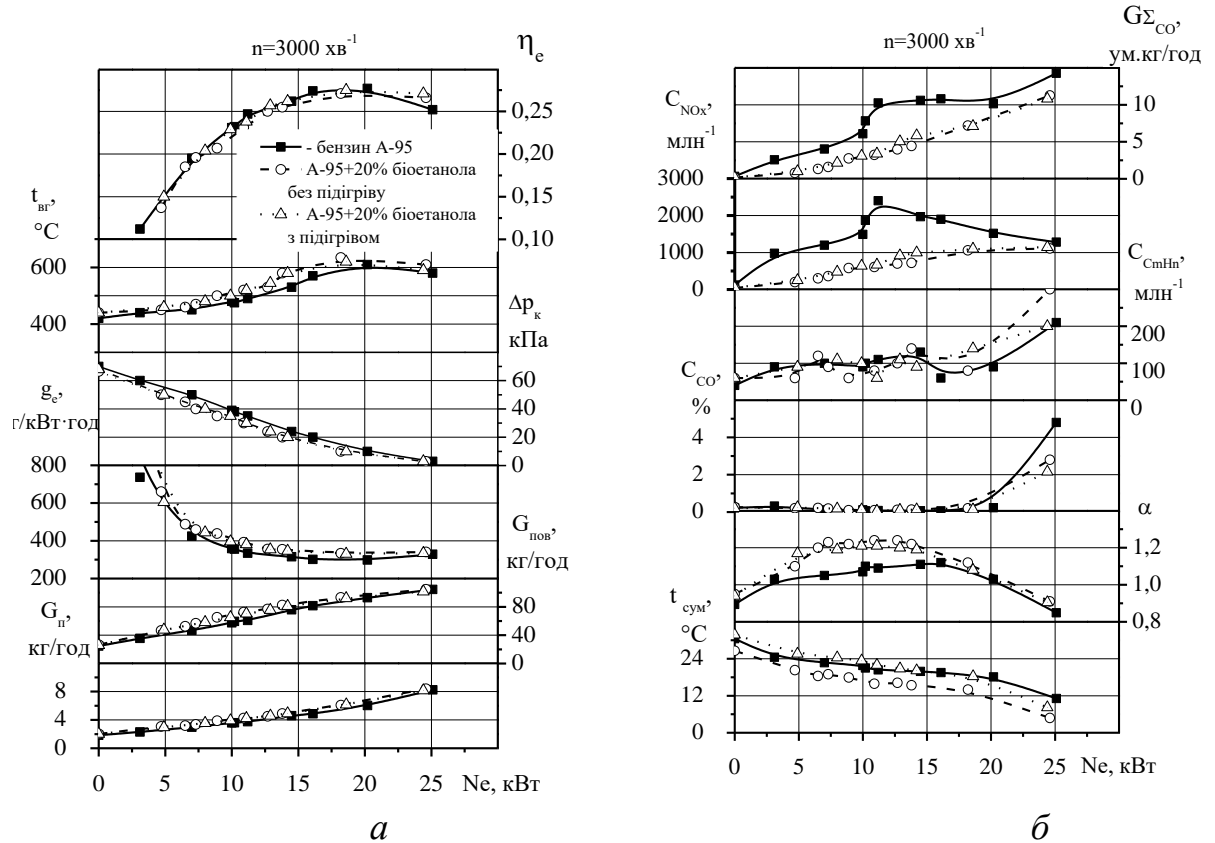


Рисунок 3.1 – Навантажувальна характеристика двигуна MeM3–245 при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$: а) паливно-економічні показники; б) екологічні показники

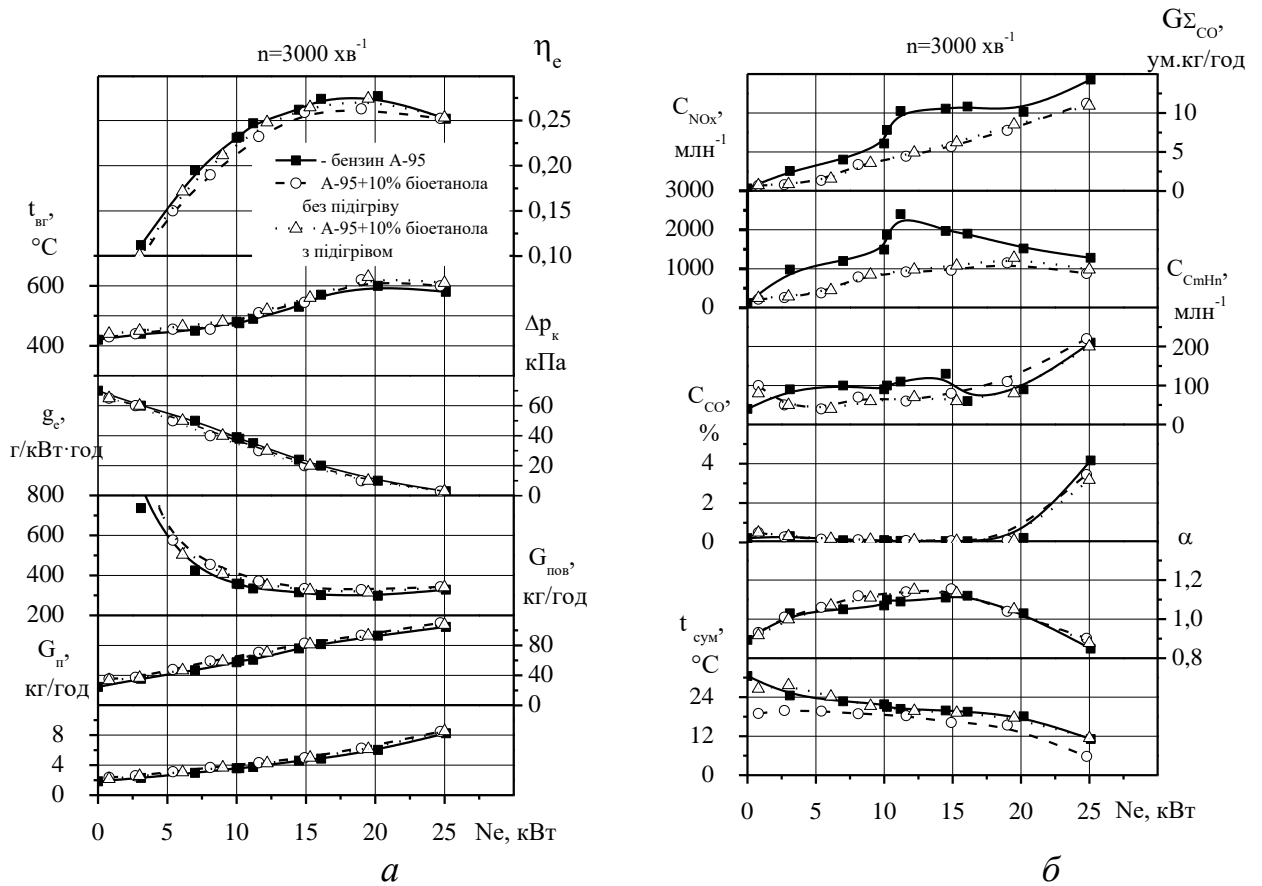


Рисунок 3.2 – Навантажувальна характеристика двигуна MeM3–245 при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$: а) паливно-економічні показники; б) екологічні показники

При стендових моторних випробуваннях паливну економічність двигуна оцінювали за ефективним коефіцієнтом корисної дії η_e . В режимах малих навантажень коефіцієнт корисної дії η_e двигуна, як при роботі на бензині, так і на сумішевих паливах (з підігрівом і без підігріву), практично однаковий. В режимах середніх навантажень η_e при роботі двигуна на сумішевих паливах без підігріву свіжого заряду дещо менший, ніж при роботі на бензині. А в результаті підігріву свіжого заряду значення η_e зростає і стає таким, як і при роботі двигуна на бензині. При цьому питомі g_e і годинні $G_{п}$ витрати палив при роботі двигуна на сумішевих паливах зростають майже пропорційно зменшенню їх нижчої теплоти згоряння. В режимах повних навантажень при роботі двигуна на бензині з 10% добавкою біоетанола η_e зрівнюється із відповідними показниками на бензині, а при

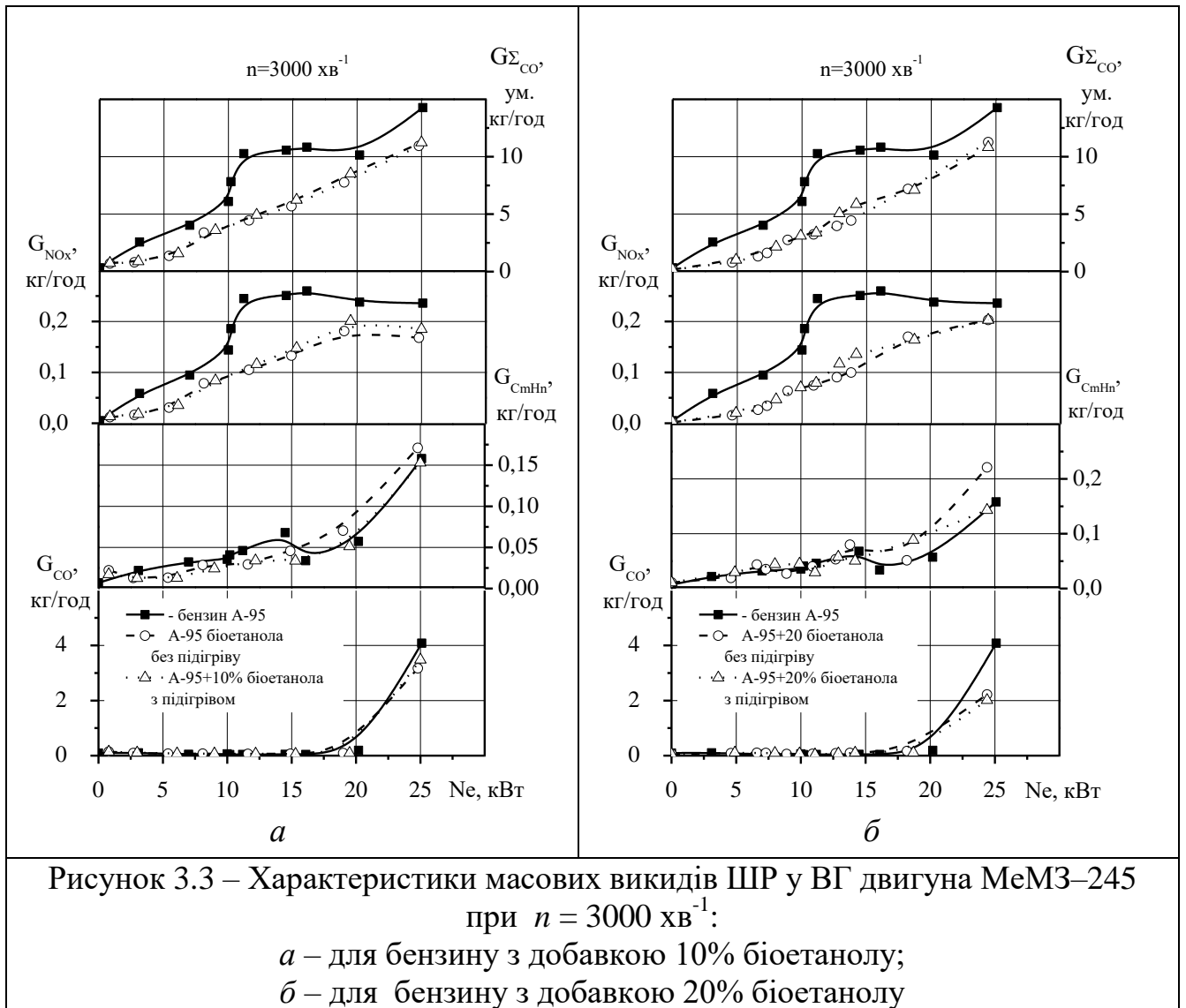
роботі двигуна на бензині з 20% добавкою біоетанолу має місце зростання η_e , у порівнянні з роботою на бензині, через збіднення горючої суміші. З цієї ж причини температура відпрацьованих газів $t_{ВГ}$ зростає, а також спостерігається незначне зниження потужності двигуна на 1,4% для бензину з 10% добавкою біоетанолу та 2,6% для бензину з 20% добавкою біоетанолу.

Підігрів свіжого заряду також впливає на концентрації шкідливих речовин, які містяться у відпрацьованих газах двигуна.

При живленні двигуна сумішевими паливами концентрації оксидів азоту NO_x у ВГ при підігріві свіжого заряду незначно зростають відносно відповідних умов без підігріву, але при цьому вони значно (у 1,5–2 рази) менші, ніж їх концентрації у ВГ двигуна при живленні бензином. Концентрації продуктів неповного згоряння палива CO і C_mH_n у відпрацьованих газах з підігрівом і без підігріву свіжого заряду відрізняються незначно. Різниця концентрацій у відпрацьованих газах при живленні різними паливами не перевищує точності їх вимірювання.

Забруднення навколишнього середовища ШР які містяться у ВГ двигуна характеризується не концентрацією, а їх масовими викидами, які розраховують згідно методики [38].

Приклад зміни масових викидів ШР у ВГ двигуна MeM3–245 за навантажувальною характеристикою, яка визначена за частоти обертання колінчастого валу $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ наведені на рис. 3.3.



З рис. 3.3 видно, що на малих і середніх навантаженнях двигуна масові викиди оксиду вуглецю G_{CO} у ВГ не залежать від складу суміші та підігріву свіжого заряду, оскільки двигун працює на збіднених сумішах. В режимах повних навантажень масові викиди G_{CO} зменшуються із зростанням вмісту біоетанола в сумішевих паливах у порівнянні з бензином завдяки відповідному зростанню коефіцієнта надлишку повітря α .

Масові викиди вуглеводнів $G_{C_mH_n}$ у ВГ зростають із збільшенням навантаження двигуна. В режимі повних навантажень масові викиди $G_{C_mH_n}$ зростають при роботі двигуна на сумішевих паливах без підігріву свіжого заряду у порівнянні з бензином із збільшенням частки біоетанола у їх складі. Зростання $G_{C_mH_n}$ пояснюється зниженням температури свіжого заряду

сумішевих палив і погіршенням випаровування, сумішоутворювання і згоряння палива. При підігріві свіжого заряду сумішевих палив масові викиди $G_{C_m H_n}$ зрівнюються із відповідними викидами при роботі двигуна на бензині.

Масові викиди оксидів азоту G_{NO_x} у ВГ суттєво зростають із збільшення навантаження двигуна до моменту початку роботи збагачувального пристрою карбюратора. Після чого масові викиди G_{NO_x} знижуються пропорційно до збагачення паливної суміші.

При живленні двигуна сумішевыми паливами масові викиди G_{NO_x} у ВГ значно знижуються (1,5–2 рази) у порівнянні з бензином і незначно зростають (1,1–1,2 рази) при підігріві свіжого заряду.

При цьому сумарна масова токсичність $G_{\Sigma CO}$ відпрацьованих газів, зведена до CO при підігріві свіжого заряду сумішевих палив, особливо в режимах середніх навантажень, значно менша ніж сумарна токсичність відпрацьованих газів двигуна при роботі на бензині.

3.2 Результати досліджень показників автомобіля у різних режимах руху

На основі даних, отриманих від бортової системи ТЗ OBD, визначено поточну швидкість, переміщення і час руху ТЗ на обох паливах. Як видно із представлених залежностей (рис. 3.4), швидкісний режим руху при використанні обох палив є подібним. Однак, під час руху на СВП E25 мають місце ділянки із зниженою швидкістю до 10 км/год. Це вплив транспортних умов руху, що характеризуються щільністю та інтенсивністю транспортного потоку і є дією зовнішніх випадкових факторів. Це призводить до збільшення загального часу руху з 1635 с при використанні традиційного бензину до 1863 с при використанні палива E25. Загальне переміщення складає при використанні бензину 14.705 км, при використанні палива E25 – 15.197 км.

Як видно із розподілу часу руху τ і переміщення S ТЗ за режимами роботи двигуна (рис. 3.4) при використанні палива E25 двигун більший час перебуває у режимах часткового навантаження і холостого ходу ніж при використанні бензину. Однак, під час використання бензину робота двигуна в режимі примусового холостого ходу, коли відсутня подача палива, займає більший час ніж при використанні палива E25. При цьому, шлях, що проходить ТЗ під час використання обох палив в режимі часткового навантаження двигуна практично однаковий, а в режимі холостого ходу більший при використанні палива E25. Співвідношення пройденого шляху і час руху для різних режимів роботи двигуна дозволяють встановити середню швидкість руху в цих режимах при використанні бензину і палива E25: для часткового навантаження – 41.4 км/год і 37.8 км/год, для режиму примусового холостого ходу – 55.8 км/год і 62.5 км/год, для режиму холостого ходу – 17.8 км/год і 17.5 км/год. Таким чином, середні швидкісні режими ТЗ у різних режимах роботи двигуна при використанні різних палив також є близькими.

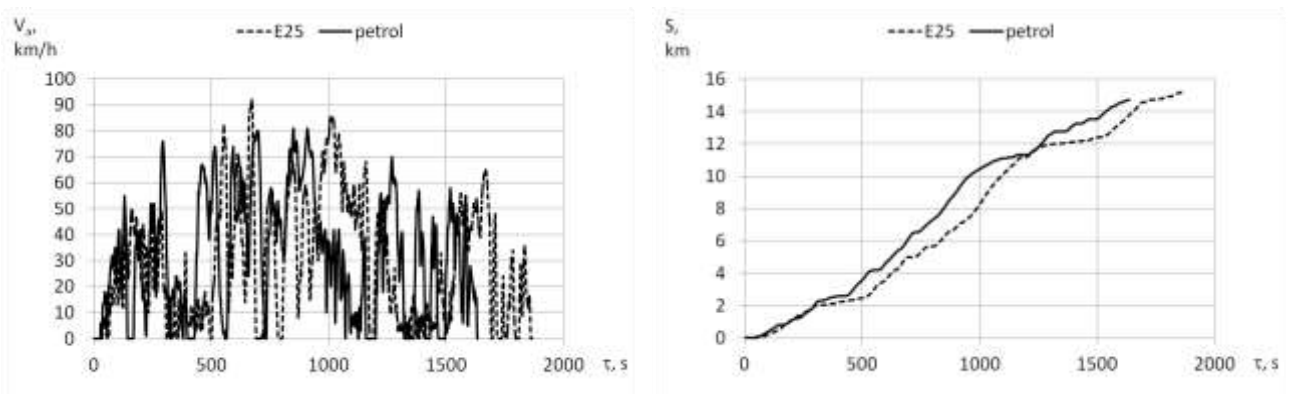


Рисунок 3.4 – Залежності поточної швидкості V_a і переміщення S ТЗ від часу руху при використанні досліджуваних палив

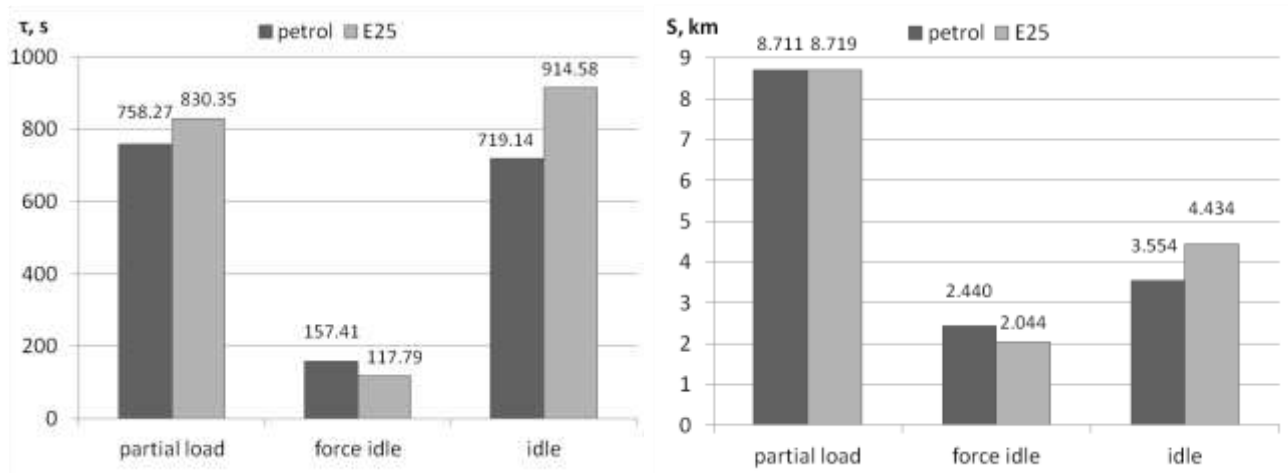


Рисунок 3.5 – Розподіл часу руху τ і переміщення S ТЗ за режимами роботи двигуна при використанні досліджуваних палив

Залежності сумарних витрат палива g_{FUEL_Σ} від часу руху ТЗ і їх розподіл за режимами роботи двигуна при використанні досліджуваних палив представлено на рис. 3.6. Як видно із рис. 3.6, сумарна витрата палива за маршрут при використанні бензину складає 891 г, а при використанні палива E25 – 1098 г, або на 23.2 % більше. При цьому, при частковому навантаженні двигуна витрата палива E25 порівняно із витратою бензину на 20 % більше, а в режимі холостого ходу – на 33.5 % більше. Така різниця пов'язана із значно більшим часом руху ТЗ у цих режимах при використанні палива E25.

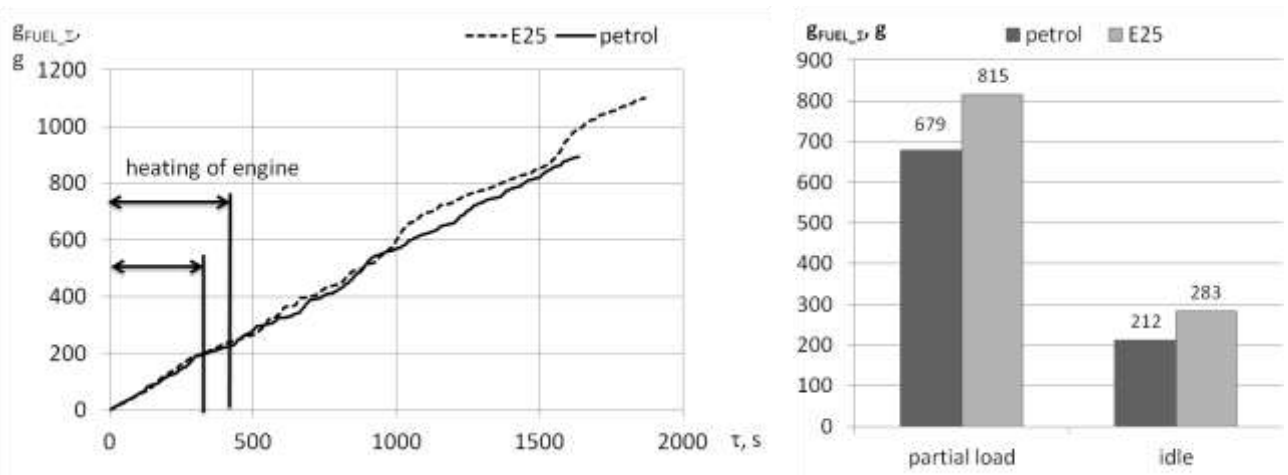


Рисунок 3.6 – Залежності сумарних витрат палива від часу руху ТЗ і їх розподіл за режимами роботи двигуна при використанні досліджуваних палив

За отриманими експериментальними даними визначено діапазон режимів роботи двигуна, що є найбільш поширеним в умовах руху ТЗ в

міському транспортному потоці. Цей діапазон складають режим холостого ходу та режими часткових навантажень із значенням частоти обертання колінчастого валу від 1500 до 2500 хв^{-1} та положення дросельної заслінки від 5 до 20 % відкриття. Для зазначених режимів визначено секундні витрати палива та викиди шкідливих речовин ТЗ. У таблиці 4.1 приведено отримані дані та відносна різниця між ними.

Таблиця 3.1. Секундні витрати палива та шкідливі викиди ТЗ при використанні бензину та спиртовмісного палива

	Показник	g_{FUEL} , г/с			g_{CO} , г/с		
	Вид палива	бензин	E25	δ_i , %	бензин	E25	δ_i , %
Режим роботи двигуна	Холостий хід	0.262	0.288	9.92	0.00707	0.00646	-8.63
	$n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 5 \%$	0.461	0.534	15.84	0.0119	0.0110	-7.56
	$n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 10 \%$	0.681	0.778	14.24	0.0173	0.0172	-0.58
	$n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 20 \%$	1.068	1.191	11.52	0.0299	0.0352	17.73
	$n_e = 2000 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 5 \%$	0.513	0.583	13.65	0.0135	0.0131	-2.96
	$n_e = 2000 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 10 \%$	0.792	0.856	8.08	0.0203	0.0193	-4.93
	$n_e = 2000 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 20 \%$	1.274	1.413	10.91	0.0340	0.0344	1.18
	$n_e = 2500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 5 \%$	0.653	0.705	7.96	0.0184	0.0163	-11.41
	$n_e = 2500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 10 \%$	0.895	0.987	10.28	0.0244	0.0230	-5.74
	$n_e = 2500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 20 \%$	1.463	1.638	11.96	0.0374	0.0381	1.87
	Показник	g_{CmHn} , г/с			g_{NOx} , г/с		
	Вид палива	бензин	E25	δ_i , %	бензин	E25	δ_i , %
Режим роботи двигуна	Холостий хід	0.000279	0.000273	-2.15	0.000069	0.000065	-5.80
	$n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 5 \%$	0.000491	0.000496	1.02	0.000459	0.000545	18.74
	$n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 10 \%$	0.000722	0.000739	2.35	0.00109	0.00111	1.83
	$n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 20 \%$	0.00122	0.00120	-1.64	0.00158	0.00163	3.16
	$n_e = 2000 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 5 \%$	0.000545	0.000552	1.28	0.000578	0.000623	7.79
	$n_e = 2000 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 10 \%$	0.000843	0.000830	-1.54	0.00139	0.00142	2.16
	$n_e = 2000 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 20 \%$	0.00137	0.00139	1.46	0.00264	0.00273	3.41
	$n_e = 2500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 5 \%$	0.000704	0.000698	-0.85	0.000978	0.00103	5.32
	$n_e = 2500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 10 \%$	0.000963	0.000973	1.04	0.00178	0.00189	6.18
	$n_e = 2500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 20 \%$	0.00155	0.00160	3.23	0.00369	0.00389	5.42

Як видно із таблиці 4.1, відносна величина збільшення витрати палива при використанні палива E25 складе від 7.96% до 15.84% порівняно із бензином. При цьому, вплив виду використовуваного палива на викиди оксиду вуглецю неоднозначний: у більшості режимів при використанні палива E25 порівняно з бензином викиди зменшуються від 0.58 до 11.41%. Однак, для режиму $n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}; \varphi_{\text{thr}} = 20 \%$ викиди оксиду вуглецю при використанні палива E25 зростають на 17.73%. Величина впливу виду палива

на викиди вуглеводнів незначна і не перевищує 2.5% для більшості режимів, що знаходиться на рівні похибки апроксимації. Викиди оксидів азоту також збільшуються при використанні палива E25 від 1.83 до 6.18 % в усіх режимах крім холостого ходу та режиму $n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}$; $\varphi_{\text{thr}} = 5 \%$. В режимі холостого ходу викиди оксидів азоту знижуються на 5.8%, а у режимі $n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}$; $\varphi_{\text{thr}} = 5 \%$ зростають на 18.74 % при використанні палива E25.

В середньому за усіма проаналізованими режимами руху витрата палива зростає на 11,44%, викиди оксиду вуглецю зменшаться на 2,1 %, викиди вуглеводнів зростуть на 0,42 %, викиди оксидів азоту збільшаться на 4,8 %.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Вплив технічного стану автомобіля на екологічні показники

Склад відпрацьованих газів дизельних двигунів та двигунів внутрішнього згорання різний. Причинами є різний елементний склад палива та структура вуглеводнів, що до нього входять, а також різні умови, за яких відбувається горіння пального.

Приблизний вміст у відпрацьованих газах цих двигунів деяких забруднень наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Приблизний вміст у відпрацьованих газах двох типів двигунів деяких забруднень

Компонента відпрацьованих газів	Вміст компоненти у відпрацьованих газах для типу двигуна	
	Двигуни внутрішнього згорання	Дизельні двигуни
% за об'ємом		
Азот	74 ÷ 77	76 ÷ 78
Кисень	0,2 ÷ 8,0	2 ÷ 18
Водяна пара	3,0 ÷ 13,5	0,5 ÷ 10,0
Оксид вуглецю	0,1 ÷ 10	0,01 ÷ 0,3
Діоксид вуглецю	5,0 ÷ 12,0	1,0 ÷ 12,0
Оксиди азоту	0,0 ÷ 0,6	0,005 ÷ 0,2
Вуглеводні	0,3 ÷ 3,0	0,01 ÷ 0,5
Альдегіди	0,0 ÷ 0,2	0,0 ÷ 0,05
мг/м ³		
Окиси сірки	0 ÷ 0,003	0 ÷ 0,015
Сажа	0 ÷ 60	-

Різного роду несправності в агрегатах і вузлах автомобілів призводять, як правило, до збільшення кількості забруднень, що викидаються з відпрацьованими газами. При цьому усі несправності з точки зору збільшення викидів можна розділити на дві групи:

- несправності, що призводять до порушень процесів горіння в двигуні
- це насамперед несправності та порушення налаштування самого двигуна;

- несправності, що призводять до збільшення витрати пального автомобілем - переважно це несправності різних систем автомобіля, як-от: ходової частини, трансмісії, гальмівної системи тощо.

У двигунах внутрішнього згорання типові несправності, що впливають на процеси горіння, такі. Несправності в системі запалювання: вихід з ладу свічок запалювання, зміна кута випередження запалювання тощо. Несправності в системі живлення: зношення чи забруднення повітряних та паливних жиклерів, порушення в налаштуванні роботи паливного насоса, порушення в регулюванні системи холостого ходу, забруднення паливного фільтра, забруднення повітряного фільтра тощо. Несправності в механізмах двигуна: зношування циліндро-поршневої групи, порушення герметичності клапанів (призводить до зниження ступеня стискування, втрат паливо-повітряної суміші через перетікання крізь зазори, утворені від зношення, потрапляння мастила в камеру згорання).

Унаслідок порушень у роботі системи регулювання температури в системі охолодження може знижуватися температура охолоджувальної рідини. Внаслідок зниження температури біля стінок циліндрів там погіршуються умови горіння пального, а відтак у відпрацьованих газах збільшується концентрація вуглеводнів, альдегідів, твердих частинок.

У дизельних двигунах типовими несправностями є такі: засмічення чи обгорання отворів сопел для впорскування пального, зміна кута випередження впорскування, розгерметизація паливопроводів, зниження ККД турбокомпресора і, як результат, зниження тиску наддуву, засмічення повітряного фільтра, порушення в роботі охолоджувача повітря наддуву.

У багатоциліндрових дизельних двигунах неможливо забезпечити рівномірну подачу пального у всі циліндри. Наприклад, для двигуна, що має 8 циліндрів, нормальною вважається розбіжність при стендових випробуваннях — 3 % в навантаженому режимі і 40 % на режимі холостого ходу. Протягом експлуатації внаслідок зношування елементів така розбіжність може збільшуватися в декілька разів. При цьому при збільшенні подачі пального у циліндр лише на 25 % більше номінальної призводить до

збільшення димності відпрацьованих газів на 40 %. При наближенні зношеності дизельного двигуна до моменту повного вироблення його ресурсу питома витрата пального збільшується на $8 \div 10$ %. Своєчасне технічне обслуговування дизельного двигуна зі своєчасним виявленням і усуненням несправностей може знижувати токсичність відпрацьованих газів на 30 %.

Досвід свідчить, що переважна більшість несправностей дизельного двигуна та відхилень від його налаштувань призводить до значного збільшення димності відпрацьованих газів. Тобто димність може бути візуальним показником його технічного стану.

Несправності чи порушення регулювання автомобіля, спричинюючи перевитрату пального, автоматично призводять до збільшення абсолютних викидів забруднень із відпрацьованими газами.

Приблизну надлишкову витрату пального через деякі несправності вантажного автомобіля наведено в таблиці 4.2.

Перевитрата пального може бути спричинена також характером водіння автомобіля. Наприклад при плавному русі без різких прискорень та різкого гальмування витрата середня пального зменшується на $15 \div 20\%$. Відповідно зменшуються абсолютні викиди забруднень. Сповільнюються також процеси зношування трансмісії, гальм, шин тощо.

Таблиця 4.2 – Приблизна надлишкова витрата пального, викликана деякими несправностями вантажного автомобіля

Вид несправності	Перевитрата пального, %
Зниження тиску повітря в шинах на 0,1 МПа	до 10
Надмірне затягування гальм	до 20
Надмірне затягування підшипників коліс	до 10
Порушення збіжності керованих коліс більше ніж на 4 мм	до 6
Перекіс заднього моста	до 15
Застосування високов'язких мастил у трансмісії	до 8
Збільшення опору руху через установлення додаткових тентів, щитів тощо	до 15

На режимах прискорення та примусового холостого ходу двигунів внутрішнього згорання збільшуються викиди оксиду вуглецю та вуглеводнів. У дизельних двигунів на режимах 195 прискорення різко збільшуються викиди сажових частинок та вуглеводнів.

На витрату пального впливають також параметри навколишнього середовища. У холодну пору року є необхідність прогрівання двигуна протягом 5 ÷ 10 хвилин після запуску. У період, коли карбюраторний двигун холодний, бензинова плівка, що рухається стінками впускного колектора, не встигає випаровуватися і тому нерівномірно розподіляється між циліндрами. Це призводить до порушень нормальних умов горіння і до значного збільшення (у кілька разів) викидів вуглеводнів, альдегідів, твердих частинок під час прогрівання.

Після прогрівання двигуна при роботі взимку через більшу густину холодного повітря горіння в циліндрах відбувається за більшого коефіцієнту надлишку повітря. Це призводить до зменшення викидів оксиду вуглецю. Водночас, зниження температури повітря призводить до того, що знижується температура рідини в системі охолодження, двигун не прогрівається так, як у теплу пору року, тому спостерігається збільшення викидів вуглеводнів з відпрацьованими газами.

У теплий період року, навпаки, через зменшення густини повітря знижується коефіцієнт надлишку, і тому збільшуються викиди CO, а через вищу температуру всередині циліндрів збільшуються викиди оксидів азоту.

Підвищена температура навколишнього середовища призводить до нагрівання й інтенсивнішого випаровування бензину в паливній системі. Це призводить до зростання тиску у впускному колекторі та подавання більш збагаченої суміші в циліндри двигуна. Як результат, збільшуються витрати пального та викиди оксиду вуглецю та вуглеводнів з відпрацьованими газами.

У дизельних двигунах зниження температури повітря (збільшення його густини) призводить до збільшення періоду затримки запалювання й, відповідно, збільшення жорсткості процесу горіння, збільшення викидів

вуглеводнів та твердих частинок, збільшення димності відпрацьованих газів. Водночас через зменшення температури в циліндрах знижуються викиди оксидів азоту.

Підвищення температури повітря (зниження густини) викликає збільшення температури в циліндрах і, як наслідок, збільшення викидів оксидів азоту.

Під час роботи в гірських умовах зі збільшенням висоти зменшується густина атмосферного повітря й, відповідно, зменшується його масова витрата в двигуні (зменшується коефіцієнт надлишку). При цьому змінюються умови горіння пального, й потужність двигуна падає. В середньому на кожні 100 м підйому потужність знижується на 1 %.

Щоб запобігти втраті потужності, а, відповідно, і перевитраті пального, двигуни часто оснащують висотними коректорами (коректорами тиску атмосферного повітря). Їх завдання коригувати подачу повітря для утворення робочої суміші залежно від зміни атмосферного тиску.

4.2 Розрахунок штучного освітлення дільниці технологічної лінії щоденного обслуговування автомобілів

Розрахунок освітлення здійснюється за методом коефіцієнта використання, необхідного для досягнення заданої освітленості з врахуванням світла, відбитого стінами та вікнами.

Сумарний світловий потік визначається за заданою освітленістю згідно формули:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{E_n S k z}{\eta}, \quad (4.1)$$

де E_n – нормативна освітленість, лк; S – площа приміщення, м²; k – коефіцієнт запасу ($k=2$); z – відношення середньої освітленості до мінімальної ($z=1,1$); η – коефіцієнт використання світлового потоку.

Показник приміщення становить:

$$i = \frac{a v}{H(a + v)}, \quad (4.2)$$

де a , b – довжина і ширина приміщення, м; H – висота, на якій підвішується світильник над робочою поверхнею ($H=8$ м).

Для дільниці щоденного технічного обслуговування автомобілів ($a=22$ м, $b=12$ м):

$$i = \frac{22 \cdot 12}{8(22 + 12)} = 0,97.$$

Вибираються світильники типу ОД, для яких коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,58$. Нормована освітленість для виконання робіт високої точності $E_n=500$ лк і тому сумарний світловий потік повинен становити:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{500 \cdot 22 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 1,1}{0,58} = 500689,7 \text{ лм.}$$

Необхідна кількість ламп становить

$$n_l = \frac{\Phi_{\Sigma}}{\Phi_l}, \quad (4.3)$$

де Φ_l – світловий потік однієї лампи, лм.

Для лампи ЛБ120, потужністю 120 Вт, $\Phi_l=8500$ лм, звідки:

$$n_l = \frac{500689,7}{8500} \approx 59 \text{ ламп}$$

Оскільки в одному світильнику знаходиться дві лампи, то у приміщенні слід розмістити тридцять світильників.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Розрахунок економічного застосування автомобіля при заданих умовах експлуатації

Ефективність застосування тога чи іншого автомобіля в різних умовах експлуатації визначається за мінімумом приведених питомих витрат. Вважається кращим той варіант по якому приведенні питомі витрати менші. Питомі приведенні витрати визначають за формулою:

$$П_{пр.вит} = S_{од.роб.} + E_n \cdot K_{пит}$$

де $S_{од.роб.}$ – собівартість одиниці роботи (1 ткм.) E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності ($E_n = 0,12$). $K_{пит}$ - питомі капіталовкладення у варіанти експлуатації, грн./од. роб.

Економічний ефект визначається за кожним видом автотранспортної продукції (1 ткм. або км пробігу) за формулою:

$$E = (П_{пр.вит1} - П_{пр.вит2}) \cdot W_{річ}$$

Для прототипу двигуна

$$K_{пит\ ткм}^1 = 0,26\ \text{грн/ткм}$$

$$П_{пр} = 0,55 + 0,12 \cdot 0,26 = 0,58$$

Для прототипу двигуна із змінним ступенем стиску

$$K_{пит\ ткм}^2 = 0,276\ \text{грн/ткм}$$

$$П_{пр} = 0,40 + 0,12 \cdot 0,276 = 0,42$$

Розрахунок економічного ефекту для даних моделей двигуна

$$E = (0,58 - 0,42) \cdot 174200 = 27872\ \text{грн}$$

Всі розрахунки основних показників відображаються в таблиці 5.1

Таблиця 5.1 – Основні техніко-економічні показники роботи автомобілів при заданих умовах експлуатації

№ з/п	Найменування показників	Одиниці виміру	Марка автомобіля	
			марочний бензин	етиловмісний
1	Річний об'єм перевезень		174200	174200
2	Капітальні вкладення:			
	а) загальні	Грн.	46010	46203,7
	б) питомі	Грн./ткм	0,26	0,275
3	Витрати праці:			
	а) загальні	люди-год	2076,8	2076,8
	б) питомі	люди-год/ткм	0,84	0,84
	в) виробіток	ткм/люди-год	1,192	1,192
	г) річний економічний ефект за затратами праці	люди	1	1
	д) зміна рівня продуктивності праці	%	0	0
4	Грошові витрати:			
	а) загальні	Грн.	2063,9	1843,89
	б) питомі	Грн./ткм	0,55	0,4
5	Порівняльна економічна ефективність:			
	а) приведенні питомі витрати	Грн./ткм	0,58	0,42
	б) річний економічний ефект за грошовими витратами	Грн.		27872

Висновок за розділом

Враховуючи всі фактори експлуатації даних автотранспортних засобів, а також підрахований економічний ефект від використання альтернативного виду пального та збільшення ступеня стиску на прототип двигуна можна зробити висновок, що впровадження використання альтернативного пального принесе прибуток в порівнянні з аналогом 27872 грн/рік (тобто за орієнтований пробіг – 30000 км). Тому застосування його на двигуні принесе не тільки економічний ефект, а й при експлуатації розвиватиме більшу потужність ніж в аналового двигуна і універсальність відносно якості і марки бензину що застосовується (відповідно від типу вантажу, а також умов експлуатації), та що не менш важливим відповідає вимогам Євро-5.

ВИСНОВКИ

Під час виконання кваліфікаційної роботи проведено аналіз та перспективи використання біоетанолу, як компонента альтернативних палив для двигунів внутрішнього згоряння.

Отже, для сумішевих палив із вмістом біоетанолу до 20% тиск насичених парів зростає приблизно на 8% у порівнянні з товарним бензином, але в цілому знаходиться нижче вимог стандартів України. Підвищення тиску насичених парів полегшуватиме запуск двигуна взимку, але може стати причиною утворення парових пробок в системі живлення влітку.

Проведенні дослідження для бензину і сумішевих палив з вмістом біоетанолу 10% і 20% (за об'ємом) показали незначну зміну фракційного складу. Температура початку кипіння і википання 10% сумішевих палив дещо зростає (для 20% сумішей на 6...8°C) із вмістом біоетанолу, що незначно погіршуватиме його пускові властивості в зимовий період, але й знижує ймовірність утворення парових пробок в системі живлення двигуна в літній період при високих температурах. При цьому вказані температури відповідають вимогам стандартів України на бензини і сумішеві палива ($t_{\text{ПК}}$ не нижче 30°C, а $t_{10\%}$ не вище 75°C).

Температура википання 50% сумішевого палива із вмістом 10% біоетанолу залишається незмінною, але незначно зменшується для википання 30...50% палива. Для сумішевого палива із вмістом 20% біоетанолу температура википання 50% знижується приблизно на 18°C і ще нижче для википання 60% даного палива. При цьому одержані температури не порушують вимог стандартів ($t_{50\%}$ не вище 120°C). Зниження температури википання фракцій сумішевого палива наближених до 50% позитивно впливатимуть на стійку роботу двигуна, зменшуватимуть час його прогріву, а отже зменшуватимуть витрати часу та палива перед початком руху ТЗ. Але при цьому зростає ймовірність обмерзання карбюратора.

Температура википання 90% сумішевих палив майже не змінюється у порівнянні з бензином, а кінця кипіння незначно знижується (на 6°C) для 20% вмісту біоетанолу. Зниження температури кінця кипіння сприятиме більш повному згорянню палива.

Відносна величина збільшення витрати палива при використанні палива E25 складе від 7.96% до 15.84% порівняно із бензином. При цьому, вплив виду використовуваного палива на викиди оксиду вуглецю неоднозначний: у більшості режимів при використанні палива E25 порівняно з бензином викиди зменшуються від 0.58 до 11.41%. Однак, для режиму $n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}$; $\varphi_{\text{thr}} = 20 \%$ викиди оксиду вуглецю при використанні палива E25 зростають на 17.73%. Величина впливу виду палива на викиди вуглеводнів незначна і не перевищує 2.5% для більшості режимів, що знаходиться на рівні похибки апроксимації. Викиди оксидів азоту також збільшуються при використанні палива E25 від 1.83 до 6.18 % в усіх режимах крім холостого ходу та режиму $n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}$; $\varphi_{\text{thr}} = 5 \%$. В режимі холостого ходу викиди оксидів азоту знижуються на 5.8%, а у режимі $n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}$; $\varphi_{\text{thr}} = 5 \%$ зростають на 18.74 % при використанні палива E25.

В середньому за усіма проаналізованими режимами руху витрата палива зросте на 11,44%, викиди оксиду вуглецю зменшаться на 2,1 %, викиди вуглеводнів зростуть на 0,42 %, викиди оксидів азоту збільшаться на 4,8 %.

За результатами економічної частини роботи варто відмітити, що впровадження використання альтернативного палива дозволить збільшити прибуток в порівнянні з аналогом 27872 грн/рік (тобто за орієнтований пробіг – 30000 км).

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Забарний Г.М., Кудря С.О., Кондратюк Г.Г., Четверик Г.О. Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України.- К:2006.- 226 с.
2. Передові технології: Альтернативне паливо в Україні” Питання енергозабезпечення автотранспорту України в умовах світової енергетичної кризи ПЕРЕВІЗНИК UA.15.2008.
3. А.Г.Говорун, А.О. Корпач, Д.В.Попов. Оцінка ефективності використання добавок етилового спирту в двигунах внутрішнього згорання з різними ступенями стискування Вісник Національного транспортного університету.-К.:НТУ, 2006.- Випуск12, С. 126-129.
4. А.Г.Говорун, А.О. Корпач, Д.В.Попов, О.М.Захарченко Оцінка ефективності трикомпонентного регульованого каталітичного нейтралізатора двигуна з системою впорскування за роботи на сумішевих паливах. Вісник СНУ ім.. Володимира Даля-2006-№7(101), С.81-84.
5. Ю.Ф.Гутаревич, А.Г.Говорун, А.О.Корпач. Вагомість викидів альдегідів з відпрацьованими газами в загальній токсичності двигунів з іскровим запалюванням. Вісник північного наукового центру Транспортної академії України. “Автошляховик України”, окремих випуск № 6, червень 2003, С. 45-48
6. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Копач А.О. Етиловий спирт як моторне паливо. //Автошляховик України. 1999. №1. С.7-8.
7. Говорун А.Г., Захарченко О.М. До використання спиртових сполук як палива для двигунів внутрішнього згорання дорожніх транспортних засобів. //Автошляховик України. 2005. - №1. С.31-33.
8. Ільченко А.В. Підвищення ефективності експлуатації автомобілів використанням моторних палив з високооктановими кисневмісними добавками.: Дис. канд. техн. наук. – Житомир, 2003 – 147с.

9. A Literature Review Based Assessment on the Impacts of a 20% Ethanol Gasoline Fuel Blend on the Australian Vehicle Fleet. Report to Environment Australia /Orbital Engine Compani, November, 2002.

10. Устименко В.С. Поліпшення екологічних показників автомобілів та розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування біоетанолу.: Дис. канд. техн. наук. – Київ, 2006 – 174 с.

11. Guerrieri DA., Caffrey J., & Rao V., Investigation into the Vehicle Exhaust Emissions of High Percentage Ethanol Blend. SAE paper #950777, 1995, Table 1.

12. CRC Project No. E-87-1. Mid-Level Ethanol Blends Catalyst Durability Study Screening //Transportation Research Center Inc., Juli 2009.

13. Говорун А.Г., Корпач А.О., Захарченко О.М., Щербатюк В.Б. Про деякі особливості використання біоетанолу в якості палива для двигунів // Вісник Східноукраїнського національного університету (СНУ) ім.. В.Даля – 2008, –№7(125). Частина 2. Автошляховик України. 2005. №1. С.31–33.

14. Щербатюк В.Б. Обґрунтування необхідності підігріву свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу // Вісник Національного транспортного університету (НТУ) – 2009, с. 112–116.

15. А.Р.Щокін, Ю.В.Колесник Ю.В., С.О.Кудря. Досвід залучення нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії до паливно-енергетичного балансу України у період 1997-2000 років та стратегічні засади подальшого збільшення їх використання. /Праці міжнародної конференції “Енергетична безпека Європи. Погляд у ХХІ століття. 22-25 травня 2001р., м.Київ Енергозбереження та енергоефективність. Видавництво “Українські енциклопедичні знання”. С. 221-225

16. Редзюк А.М., Устименко В.С., Клименко О.А., Гутаревич Ю.Ф. Вплив високооктанової кисневмісної добавки до бензину на паливну економічність та екологічні показники автомобілів. Автошляховик України. Окр. вип. Вісник Північного наукового центру ТАУ. 2003. Вип. 6. С.34-35.

17. Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О., Говорун А.Г., Захарченко О.М. Вплив кута випередження запалювання на показники двигуна за роботи на

сумішевих паливах з різним вмістом спиртових сполук. Автошляховик України. 2006. №1. С. 19–21.

18. Кульбако В.П., Добровольський О.С., Сирота О.В., Цюман М.П. Дослідження доцільності використання сумішевих палив у двигунах з різними системами живлення. Проблеми транспорту. Збірник наукових праць. Київ, 2010. Випуск 7. С. 128–133.

19. Щербатюк В.Б. Покращення екологічних показників двигунів підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03. Нац. трансп. ун-т. К., 2013. 20 с.

20. Цюман М.П. Дослідження паливної економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням під час використання спиртовмісного палива / М.П. Цюман, І.О. Шевчук, Р.В. Артеменко, С.Г. Бориско // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2017. – Вип. 1 (37). С. 424-433.

21. Матейчик В.П. Формування структури інтелектуальної системи моніторингу показників екологічної безпеки транспортних засобів на окремих етапах життєвого циклу / В.П. Матейчик, М.П. Цюман // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ – 2015. – Вип. 2(32). – С. 193-200.

22. Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Gutarevych, Y., Tsiuman, M., and Goridko, N., "The Evaluation of Vehicle Fuel Consumption and Harmful Emission Using the Heating System in a Driving Cycle," SAE Int. J. Fuels Lubr. 10(1):2017, doi:10.4271/2017-26-0364.

23. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія: підручник. Харків.НТУ “ХПІ”, 2008. 488 с.