


Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

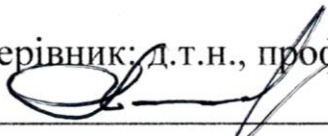
МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

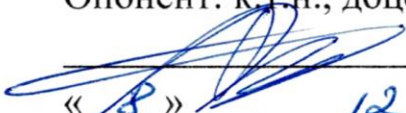
**«Зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин
137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних
Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив»**

Виконав: студент 2-го курсу, групи
2АТ-22м спеціальності 274 –
Автомобільний транспорт

 Сафтюк Я.В.

Керівник: д.т.н., професор каф. АТМ
 Поляков А.П.

« 4 » 12 2023 р.

Опонент: к.т.н., доцент каф. ГМ
 Слабкий А.В.

« 8 » 12 2023 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

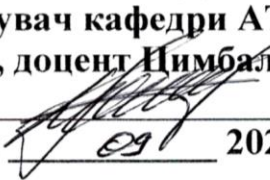
к.т.н., доц. Цимбал С.В.

 « 11 » грудня 2023 р.

Вінницький національний технічний університет
 Факультет машинобудування та транспорту
 Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
 Галузь знань – 27 – Транспорт
 Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
 Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

« 19 »  2023 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Сафтюку Ярославу Владиславовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єданого центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив,
 керівник роботи Поляков Андрій Павлович, д.т.н., професор

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ВНТУ від «18» вересня 2023 року № 247.

2. Строк подання студентом роботи: 04.12.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації спеціальних транспортних машин (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку 137 об'єданого центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2; об'єкт дослідження – вплив конвертування дизеля для роботи за газодизельним циклом на показники військового вантажного автомобіля в умовах експлуатації, похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст текстової частини:

1 Використання стисненого природного газу на спеціальних транспортних машинах 137 об'єданого центру матеріально-технічного забезпечення.

2 Розробка методики визначення доцільності конвертації двигунів спеціальних транспортних машин газодизелі.

3 Математична модель руху спеціальних транспортних машин при роботі двигуна за дизельним та газодизельним циклами.

4 Теоретичні дослідження впливу на експлуатаційні витрати спеціальних транспортних машин використання альтернативних палив.

5 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1-3 Тема, мета та завдання дослідження.

4 Залежність ефективного ККД, подачі запального дизельного палива і частки теплоти, що вноситься з ним, від ефективного крутного моменту дизеля ЯМЗ-238 і газодизеля ЯМЗ-238ГД.

5 Структурна блок-схема методики визначення дослідження конвертації дизеля в газодизель.

6 Залежність витрати дизельного палива при роботі двигуна за дизельним та газодизельним циклами

7 Концентрація у відпрацьованих газах оксиду вуглецю при роботі двигуна за дизельним та газодизельним циклами.

8 Димність відпрацьованих газів двигуна при роботі дизельним та газодизельним циклами.

9 Залежність швидкості руху військового вантажного автомобіля Богдан 53162 в їздовому циклі при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами при різних завантаженнях.

10-12 Залежність показників токсичності відпрацьованих газів при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.

13 Термін окупності в місяцях в залежності від добового пробігу та завантаження.

14 Основні наукові і практичні результати, викладені в роботі.*

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

| Розділ/підрозділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|---|---|---|--|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| Розв'язання основної задачі | Поляков А.П. професор кафедри АТМ |  |  |
| Визначення ефективності запропонованих рішень | Огневий В.О., доцент кафедри АТМ |  |  |
| Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях | Березюк О.В., професор кафедри БЖДПБ |  |  |


7. Дата видачі завдання « 19 » вересня 2023 р.

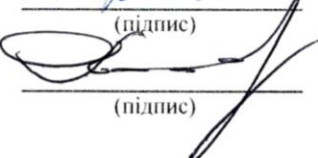
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|---|-------------------------------|----------|
| 1 | Вивчення об'єкту та предмету дослідження | 19.09-02.10.2023 | виконано |
| 2 | Аналіз відомих рішень, постановка задач | 19.09-02.10.2023 | виконано |
| 3 | Обґрунтування методів досліджень | 19.09-02.10.2023 | виконано |
| 4 | Розв'язання поставлених задач | 03.10-20.11.2023 | виконано |
| 5 | Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів | 21.11-29.11.2023 | виконано |
| 6 | Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» | 07.11-27.11.2023 | виконано |
| 7 | Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень» | 07.11-27.11.2023 | виконано |
| 8 | Нормоконтроль МКР | 30.11-04.12.2023 | виконано |
| 9 | Попередній захист МКР | 05.12-07.12.2023 | виконано |
| 10 | Рецензування МКР | 08.12-11.12.2023 | виконано |
| 11 | Захист МКР | 12.12-22.12.2023 | виконано |

Студент

Керівник роботи


(підпис)


(підпис)

Сафтюк Я.В.

Поляков А.П.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ВСТУП | 4 |
| РОЗДІЛ 1 ВИКОРИСТАННЯ СТИСНЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ НА СПЕЦІАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИНАХ 137 ОБ'ЄДНАНОГО ЦЕНТРУ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ | 10 |
| 1.1 Альтернативні палива для спеціальних транспортних машин ... | 10 |
| 1.2 Аналіз наукових досліджень з переобладнання дизелів спеціальних транспортних машин в газодизелі | 18 |
| Висновки по першому розділу | 24 |
| РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ КОНВЕРТАЦІЇ ДВИГУНІВ СПЕЦІАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ГАЗОДИЗЕЛІ..... | 26 |
| 2.1 Загальні положення методики, за якою оцінюють паливну економічність та екологічні показники спеціальних транспортних машин при роботі за дизельним і газодизельним циклами | 26 |
| 2.2 Вибір для порівняння різних типів двигунів їздового циклу для спеціальних транспортних машин | 29 |
| 2.3 Блок-схема методики досліджень визначення доцільності конвертації дизелів спеціальних транспортних машин в газодизелі..... | 32 |
| Висновки по другому розділу | 36 |
| РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ СПЕЦІАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ПРИ РОБОТІ ДВИГУНА ЗА ДИЗЕЛЬНИМ ТА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛАМИ | 38 |
| 3.1 Математична модель руху спеціальних транспортних машин за їздовими циклами при роботі двигуна за дизельним та газодизельним циклами | 38 |

| | | |
|-----|---|-----------|
| 3.2 | Перевірка поліноміальних залежностей, які описують паливну економічність, екологічні та енергетичні показники двигуна спеціального транспортного засобу. | 54 |
| | Висновки по третьому розділу | 58 |
| | РОЗДІЛ 4 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВИТРАТИ СПЕЦІАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ. | 59 |
| 4.1 | Дослідження впливу на паливну економічність спеціальних транспортних машин в різних експлуатаційних умовах переведення двигуна на роботу за газодизельним циклом | 59 |
| 4.2 | Вплив на екологічні показники військового вантажного автомобіля Богдан 53162 переведення двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 на роботу за газодизельним циклом. | 63 |
| 4.3 | Рекомендації щодо зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення використанням альтернативних палив | 72 |
| | Висновки по четвертому розділу | 78 |
| | РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ | 80 |
| 5.1 | Технічні рішення з виробничої санітарії та гігієни праці. | 81 |
| 5.2 | Технічні рішення щодо безпеки при проведенні зменшення експлуатаційних витрат | 86 |
| | Висновки по п'ятому розділу | 89 |
| | ВИСНОВКИ | 90 |
| | СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 93 |
| | ДОДАТКИ | 97 |

ВСТУП

Актуальність. У всіх галузях науки і техніки небувалою динамічністю технічного прогресу ознаменувалися останні роки другого тисячоліття. Цей процес відноситься і до автомобілів, оскільки вони є одним з найпоширеніших видів сучасної техніки. У 2020 році у всьому світі чисельність автомобілів досягла 700 млн. од., а до 2030 року, за оцінками спеціалістів, кількість зросте до 1 млрд. од [1]. Такий стрімкий ріст пояснюється тим, що чисельність населення на планеті зростає дуже стрімко і відповідно стрімко зростає потреба в переміщенні пасажирів та вантажів.

Не відстає від цих процесів і Україна. Так за станом на 01.01.2018 р. в Україні налічувалось: легкових автомобілів – 5631 тис. од., вантажних – 922 тис. од., автобусів – 186 тис. од. та біля 178 тис. спеціалізованих автомобілів [2].

Транспорт споживає близько 17% всієї первинної енергії в світі, використовуючи при цьому в основному нафту [3]. Частка нафти в запасах енергоносіїв, що видобуваються, становить близько 12,6% загальних запасів органічних палив, а з врахуванням додаткових – всього 3,4% загальних ресурсів. Порівнявши ці дані з сучасним рівнем світової потреби нафти, яка становить близько 40% загальних витрат первинних джерел енергії, видно невідповідність між рівнем витрат нафти та її вмістом в надрах Землі. За прогнозом [3], збільшення виробництва енергії буде проходити при зниженні частки нафти з 43% в 1980р. до 30...32% в 2000р. та 21...23% в 2020 р.

Окрім подолання залежності від палив нафтового походження існують і інші проблеми. Вже тривалий час екологічні показники вантажних автомобілів є більш вагомими ніж енергетичні. Під час розробки нових двигунів для вантажних автомобілів виробники все більше уваги приділяють способам поліпшення екологічних показників: покращенню якості сумішоутворення, оптимальні зміні фаз газорозподілу та формі камери

згорання, застосуванню додаткових пристроїв та каталізаторів, що покращують екологічні показники вантажних автомобілів.

Про важливість покращення екологічних показників свідчить і постійне зростання вимог до викидів забруднювальних речовин. Так в країнах Європейської Співдружності (ЄС) вже набувають чинності норми Euro-6.

За статистичними даними за 2020 р., викиди автотранспорту становили 2076,9 тис. т забруднюючих речовин, що дорівнює 33,34% загального обсягу викидів забруднюючих речовин у атмосферне повітря країни [2].

Обсяги викидів забруднюючих речовин від пересувних джерел автомобільного, залізничного, авіаційного та водного транспорту, згідно Національній доповіді про стан навколишнього природного середовища в Україні у 2020 році, збільшились на 2,5 %, це відбувається в основному за рахунок використання автомобільного транспорту індивідуальних власників та залізничного транспорту. Обсяги викидів забруднюючих речовин від автомобільного транспорту складають 95,1% від усіх видів транспорту (автомобільного, залізничного, авіаційного та водного) [4].

В умовах переходу до ринкової економіки зростання до 50–70 % внеску відпрацьованих газів у забруднення атмосферного повітря великих міст України, а відтак – і збільшення ризику для здоров'я населення обумовила необхідність постійного збільшення автотранспортних перевезень.

У 2020 році по країні обсяги викидів оксидів азоту від роботи автотранспорту становили 146,3 тис., що на 4,2 % більше, ніж у 2019 р.; оксиду вуглецю – 1687,7 тис. т, що на 2,1 % більше, відповідно.

У повітря від стаціонарних та пересувних джерел, зокрема автотранспорту, викиди шкідливих речовин в атмосферне, у розрахунку на одну особу по Україні, у 2020 році становили 147,9 кг [4].

Фахівцями Держсанепідслужби України для проведення лабораторних досліджень протягом 2021 року відібрано 257852 проб атмосферного повітря у містах та 39746 – у пересічній місцевості. За результатами досліджень, у

22461 пробі у містах та 732 у пересічній місцевості виявлено перевищення граничнодопустимої концентрації забруднюючих речовин. Як видно, частка проб атмосферного повітря, які містять забруднюючі речовини в концентраціях, що перевищують граничнодопустиму концентрацію, становить у пересічній місцевості близько 2,1 %, у містах близько 9,2 %, [4].

Для покращення становища з року в рік конструкції двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) постійно удосконалюються, проте на думку спеціалістів поршневий двигун ще довго буде використовуватись на вантажних автомобілях.

Щоб зробити автомобільний транспорт безпечним треба розробити певну кількість заходів, спрямованих на вирішення названих негараздів. Рішення обов'язково будуть знайдені, але треба зважати на те, що парк автомобілів з ДВЗ, існуючий на сьогодні, буде знаходитись в експлуатації ще досить тривалий час.

Усвідомлюючи ці дві головні проблеми, які обумовлені використанням автомобільного транспорту, провідні світові виробники транспортних засобів почали приділяти серйозну увагу використанню у першу чергу природний газ, біопалива та водень, як нетрадиційні моторні палива.

Автомобільний транспорт потребує заміни традиційним моторним паливам нафтового походження. Найбільш перспективним є використання стисненого природного газу (СПГ), основною складовою якого є метан (CH_4) [5].

Історично склалось так, що до недавнього часу на усі легкові та багато вантажних автомобілів встановлювали бензинові двигуни. Економії палива не надавали великого значення. Сьогодні при використанні автомобіля одне з головних питань – це його споживання палива.

Загально визнано, що дизель є більш економічним у порівнянні з бензиновим двигуном. Тому тенденції світового автомобілебудування зводяться до того, що на сучасних вантажних автомобілях малої та середньої вантажопідйомності переважно використовуються дизелі, а на

великовантажних – тільки дизелі. Багато легкових автомобілів також випускаються з дизелями.

Крім паливної економічності аналізується збиток для навколишнього середовища, який має місце в процесі експлуатації автомобілів, оскільки автомобільний транспорт є найбільшим споживачем палива та джерелом забруднення атмосфери серед інших видів наземного транспорту.

Переобладнання дизелів автомобілів, які знаходяться в експлуатації, для роботи за газодизельним циклом є одним з шляхів зменшення споживання дизельного палива і вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах (ВГ).

Найменші питомі викиди шкідливих речовин у ВГ автомобілів, як відомо, забезпечуються при використанні природного газу. Це обумовлює доцільність переведення автомобілів з дизелями на живлення газом (газодизелі) та дозволить зменшити вміст шкідливих речовин у ВГ та витрату дизельного палива за рахунок заміщення його природним газом.

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

Робота виконувалась на кафедрі автомобілів та транспортного менеджменту згідно плану наукових робіт Державного підприємства „ДержавтотрансНДІпроект” та Галузевої програми енергозбереження та впровадження альтернативних видів палива на транспорті на 2016-2026 роки.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив.

Для досягнення вказаної мети в роботі вирішуються такі задачі:

1. Аналіз результатів робіт щодо можливості переобладнання дизелів в умовах експлуатації.

2. Удосконалення методики переобладнання дизеля транспортних засобів для роботи за газодизельним циклом з врахуванням зміни його показників та умов експлуатації.

3. Уточнення математичної моделі руху за їздовим циклом автомобіля при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.

4. Проведення дослідження за допомогою на математичній моделі визначення показників паливної економічності та екологічності при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.

5. Розробка рекомендацій та обґрунтування доцільності конвертації дизелів транспортних засобів в газодизелі.

Об'єкт дослідження – вплив переобладнання дизеля для роботи за дизельним і газодизельним циклами на показники спеціальних транспортних машин в умовах експлуатації.

Предмет дослідження – паливна економічність та екологічні показники спеціальних транспортних машин при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.

Методи дослідження. У роботі теоретичні дослідження базуються на основі положень теорії автомобіля, методах фізичного і математичного моделювання, порівняння.

Розрахунковим методом на математичній моделі визначались: паливна економічність, екологічні показники спеціальних транспортних машин при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами в експлуатаційних умовах, залежності витрат на паливо спеціальних транспортних машин за добу від добового пробігу при різних завантаженнях.

Новизна одержаних результатів.

Розроблена методика, яка дозволяє обґрунтувати доцільність переобладнання дизеля спеціальних транспортних засобів в умовах експлуатації для роботи за газодизельним циклом з урахуванням витрат на паливо, викидів ШР та соціально-економічного збитку.

Уточнено математичну модель руху спеціальних транспортних засобів з двигуном, які можуть працювати за дизельним і газодизельним циклами, за різними режимами їздового циклу.

Обґрунтована доцільність переобладнання в умовах експлуатації дизелів спеціальних транспортних машин для роботи за газодизельним циклом.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що отримані числові значення: витрат дизельного палива і СПГ, вмісту шкідливих речовин у ВГ вантажного автомобіля «Богдан 53162» з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 при роботі за дизельним і газодизельним циклами під час руху за їздовим циклом.

Отримані поліноміальні залежності, які описують енергетичні і екологічні показники двигуна при роботі за дизельним і газодизельним циклами.

Розраховано соціально-економічні збитки, що завдає довкіллю автомобіль при русі за їздовим циклом забрудненням повітря шкідливими викидами при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.

Отримані числові значення, які дають змогу оцінити доцільність конвертації двигуна для роботи за дизельним і газодизельним циклами в умовах експлуатації.

Особистий внесок здобувача. Усі результати магістерської кваліфікаційної роботи отримано автором самостійно.

Апробація результатів роботи. Результати досліджен та основні положення роботи доповідалися й обговорювалися на XVI Міжнародної науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (ВНТУ, 2023) [44].

РОЗДІЛ 1

ВИКОРИСТАННЯ СТИСНЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ НА СПЕЦІАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИНАХ 137 ОБ'ЄДНАНОГО ЦЕНТРУ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

1.1 Альтернативні палива для спеціальних транспортних машин

Більшість провідних країн світу останнім часом, у зв'язку з обмеженістю запасів невідновлюваних природних ресурсів (у першу чергу нафти) на Землі, звернула увагу на альтернативні джерела енергії, які можна використовувати замість традиційних моторних палив. Здатність деяких із них (природного газу, водню, оксигенатних біопалив тощо) сприяти зменшенню забруднення довкілля є ще однією причиною підвищеної уваги до нетрадиційних моторних палив. Поширенню використання нетрадиційних моторних палив у країнах ЄС сприяє Директива 2003/30/ЄС [6] та проект Директиви 2001/0265 [7], згідно з яким у 2010 р. планують обов'язкове використання 7,75% альтернативних моторних палив від загального обсягу споживання моторних палив, у 2020 р. відповідно 14%, а у 2026 р. - 23%.

В Україні у січні 2020 року вийшло розпорядження Кабінету Міністрів України № 37-р "Про затвердження плану заходів щодо зменшення негативного впливу автомобільних транспортних засобів на довкілля на 2020-2030 роки" [8], у другому пункті якого передбачено: "Проведення випробувань пристроїв, нових товарних та альтернативних видів палива для визначення їх впливу на вміст забруднюючих речовин у відпрацьованих газах автомобільних транспортних засобів та їх паливну економічність".

У всіх розвинених країнах світу в аспекті розглянутих задач оздоровлення екології і проблем дефіциту енергоресурсів ведеться напружений пошук та адаптація до умов експлуатації так званих альтернативних палив, як заміників традиційних видів палив [9], які умовно можна поділити на чотири категорії:

- традиційне нафтове паливо (бензин, дизельне паливо) з додаванням для покращення тих чи інших властивостей палив або зменшення їх витрати синтетичних компонентів;

- продукт переробки кам'яного вугілля, горючих сланців, природного газу - синтетичні палива;

- електроенергія таводень;

- природний та нафтовий газ, олії, спиртові палива, біогаз.

Традиційні палива нафтового походження з добавками синтетичних компонентів, являють собою суміші. Не можуть бути однозначно охарактеризовані їхні властивості, як моторних палив, оскільки визначаються складом сумішей.

У разі використання низькооктанових нафтових фракцій доцільно використовувати сумішеві палива. Використання пропану, етану, метану та інших, в якості антидетонаторів до рідких моторних палив обумовлене їх світовими запасами, позитивними властивостями стосовно октанового числа і можливістю підвищення октанового числа низькооктанових палив.

Альтернативні палива сировиною для яких є вугілля, горючі сланці, природний вуглеводневий газ можна віднести до другої групи, це синтетичні дизельне паливо та бензин. Синтетичне паливо з відходів деревообробної промисловості, сільського господарства і навіть з побутового сміття дозволяють виробляти сучасні технології переробки вуглеводнів. З однієї і тієї ж сировини, що є особливістю розроблених технологій, можливо отримати різні види палива.

Основною сировиною вироблення синтетичного палива, якщо аналізувати перспективи широкого його застосування, може вважатися лише вугілля [10], хоча його запаси не безмежні.

Без будь-яких суттєвих змін у конструкції сучасних двигунів можна застосовувати синтетичні палива, які за своїми властивостями близькі до палив нафтового походження, хоча у зв'язку з хімічним складом цих палив й існують деякі проблеми [11]. Разом з тим, витрати енергії в 1,8...2,2 рази при

виробництві синтетичного палива з вугілля перевищують витрати на виробництво нафтового дизельного палива або бензину, у 1,4...1,6 вартість транспортної роботи рази вища порівняно з цими ж паливами нафтового походження. Тому, виробництво синтетичних палив необхідно освоювати, але широкого застосування цих бензинів немає підстав очікувати у найближчі роки.

Стосовно палив третьої групи. Серед альтернативних палив найбільший інтерес викликає водень., З одного боку, це пояснюється найбільшою потенційною сировинною базою, з іншого - багатьма привабливими особливостями водню як моторного палива [12]. Нижча теплота згоряння водню становить 120 МДж/кг. За енергоємністю він перевищує нафтові палива в 2,6...3,1 рази, спирти - в 5,2...6,3 рази, аміак - у 8 разів. У суміші з повітрям водень може спалахувати у широкому діапазоні, аж до коефіцієнту надлишку повітря рівному 10. Основні якісні показники водню у порівнянні з бензином наведено у табл. 1.1 [16].

Таблиця 1.1 - Показники якості водню і бензину

| Показник | Бензин | Рідкий водень |
|------------------------------|-----------|------------------|
| Густина при 15° С, г/см | 0,7...0,8 | 0,07 |
| Температура, °С | | |
| кипіння | 30...200 | -252,8 |
| застигання | -60...-80 | -259,1 |
| Теплота згоряння: | | |
| нижча, МДж/кг | ~42,70 | 76,27 |
| об'ємна, МДж/дм ³ | ~31,34 | 8,4 |
| Випаровування, кДж/кг | 180...300 | 450 |
| Умови зберігання палива | Звичайні | -253, °С і нижче |

Разом з тим є проблеми, які стримують широке застосування водню для живлення дизельних двигунів. Ці проблеми пов'язані з особливостями

роботи двигунів на водневоповітряних сумішах, отриманням водню у великих масштабах та зберіганням водню на борту автомобіля. Потужність двигуна при використанні водню зменшується в порівнянні з бензином, у навантажувальних режимах можливі зворотні спалахи, як наслідок спалахування водневоповітряної суміші від нагрітих деталей двигуна. Шляхи усунення цих недоліків відомі: застосування наддуву, впорскування води та інші. Більш складною проблемою є отримання водню. Водень можна отримати з вуглеводневих палив (газ, нафта), які можуть безпосередньо використовуватися в двигунах, або з них можна отримати моторне паливо. Тому цей спосіб не розглядається як перспективний. Більш перспективними є методи газифікації вугілля під тиском при парокисневому дутті та електроліз води.

Для виробництва рушійної сили на транспорті, як альтернативне джерело енергії можна використовувати електроенергію [18]. Електроенергія дозволяє, з точки зору її властивостей, значно покращити умови експлуатації транспортних засобів, які нею живляться:

- відсутність шкідливих викидів;
- висока надійність і довговічність силової установки (до 20-25 років), простота конструкції і керування автомобілем;
- хоча заряджання від побутової електромережі в 5-10 разів довше ніж від заряджання від спеціального підзарядного пристрою, але існує можливість використання такого способу;
- шумове забруднення навколишнього середовища зменшується;
- внаслідок безступінчатого регулювання тягового зусилля на колесах зростає плавність ходу такого автомобіля;
- в салоні при перевезенні пасажирів поліпшення санітарних умов.

Але електроенергія не зовсім абсолютно чистий вид енергії, екологічна чистота електромобілів є досить відносною. Мають місце значні викиди в атмосферу при виробництві електроенергії, утворюються побічні відходи в процесі виробництва (від одержання сировини для виготовлення

аккумуляторів до готового стану), заряджання і експлуатації аккумуляторів, які потребують обов'язкової переробки або утилізації [19, 20]. При розрахунку аналогічні викиди автомобілів, які використовують газові види палива, на одиницю пробігу перевищують викиди електромобіля (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 - Екологічна характеристика альтернативних палив

| Тип палива | Емісія ШР в атмосферу, г/км | | | | |
|----------------------|-----------------------------|------|-----------------|-----------------|-------|
| | СН | СО | NO _x | SO _x | Інші |
| Бензин | 0,27 | 5,9 | 2,6 | 1,2 | 0,18 |
| СПГ | 0,16 | 0,03 | 0,15 | 0,11 | 0,018 |
| Електроенергія (ТЕЦ) | 0,03 | 0,11 | 2 | 1,8 | 0,05 |

Проблема ускладнюється ще й тим, що ККД перетворення енергії в електромобілі з урахуванням втрат в зарядному пристрої, аккумуляторі і силовому приводі менше 50% [21]. Тому масове використання електромобілів навряд чи є реальним в найближчій перспективі. Проте вони можуть у відносно недалекому майбутньому, до 2020-2030 року, зайняти визначену позицію серед внутрішньоміського транспорту як засіб боротьби із забрудненням повітряного середовища, по аналогії з тим, як електротранспорт вже міцно зайняв своє місце в складському господарстві [10].

Дуже багато різновидів альтернативних палив відноститься до четвертої (основної) групи. Необхідно враховувати при їх розгляді об'єми, доступність енергоресурсів, вартість, нешкідливість та економічність їх застосування в експлуатації і на підприємствах, легкість заправки і зберігання, екологічну [5] і експлуатаційну безпеку, стабільність фізико-хімічних характеристик, корозійну активність до конструкційних матеріалів і багато інших властивостей і показників з урахуванням їх повного життєвого циклу [21].

Застосуванню як моторних палив спиртів, зокрема метилового (метанол) та етилового (етанол), останнім часом присвячено все більше досліджень [16].

Якщо з точки зору застосування як моторних палив оцінювати етиловий і метиловий спирти, то їм властиві в порівнянні з моторними паливами нафтового походження як недоліки, так і переваги.

Результати порівняльних випробувань автомобіля з цим двигуном при роботі на метанолі і дизельному паливі наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 - Показники автомобіля при русі за умови живлення двигуна метанолом і дизельним паливом

| Вид палива | Витрата палива, л/100 км | | Викиди, г/км | | | |
|------------|--------------------------|----------------|--------------|------|-----------------|-----------|
| | Міський цикл | Заміський цикл | СН | СО | NO _x | Альдегіди |
| Метанол | 14,2 | 10,1 | 0,84 | 1,75 | 0,29 | 0,06 |
| Дизельне | 5,84 | 4,54 | 0,17 | 0,65 | 0,53 | 0,012 |

При випробуванні, як видно з таблиці, автомобіля по викидах отримані результати, аналогічні тим, що отримані при випробуванні двигуна. При цьому витрата метанолу в 2,2...2,4 рази вища, зниження ступеня стискання та менше значення нижчої теплоти згоряння метанолу це пояснює.

Деякі властивості спиртів, разом з тим, не дозволяють застосовувати без значних конструктивних змін існуючих двигунів їх як моторні палива [9]: викиди альдегідів з відпрацьованими газами при роботі на спиртах зростають; спирти мають високу корозійну агресивність, яка збільшується внаслідок гігроскопічності спиртів [27, 17]; при застосуванні в двигунах з безперервним упорскуванням палива наявність великої кількості спирту в суміші погіршує стан паливної системи [25], можливе виникнення парових пробок; метанол, який містить вологу, розчиняє свинцеве покриття внутрішньої поверхні паливного бака; метанол дуже токсичний.

Найбільший інтерес серед альтернативних палив для дизелів викликають, отримувані з олійних рослин (соняшника, ріжю, сої, льону, ріпаку), олії, [15].

Близько 84 % європейського біодизеля у 2019 році було вироблено з ріпакової олії, в 2020 році приблизно третина урожаю ріпака було використано саме для виробництва біопалива [11].

В четверту категорію альтернативних палив входить газ.

У багатьох роботах зріджений нафтовий газ (ЗНГ) розглядається в якості вагомого альтернативного джерела енергії [16]. Основними компонентами ЗНГ є бутан і пропан.

Безпосередньо виробництво ЗНГ пов'язане з нафтопереробною промисловістю. Використання зрідженого газу є дуже важливим з точки зору економії рідких палив і більш низьких викидів шкідливих речовин. Тільки за умови збільшення обсягів видобування і переробки нафти можливе розширення застосування зріджених нафтових газів, що є недоцільним з огляду на існуючі екологічні проблеми.

Переведення автомобільного транспорту на природний газ має велике економічне і екологічне значення [10]. Це знижує забруднення повітряного басейну і звільняє ресурси рідкого палива.

Для транспортних засобів в наш час природний газ застосовується в зрідженому (LNG), стиснутому (CNG) або адсорбованому (ANG) вигляді. На стиснутому природному газі у всьому світі зараз працює 1835674 транспортних засоби, створено 4635 газозаправних станцій [22].

Позитивні властивості природного газу як моторного палива обумовлюють зростання кількості "газових" автомобілів. Також розвідані запаси газу значно більші, ніж запаси нафти пояснює це; природний газ порівняно з бензином має більш високе октанове число (110-120); більш широкі межі спалахування від електричної іскри газоповітряної суміші; забезпечує більш рівномірний розподіл суміші по циліндрах двигуна

обумовлено агрегатним станом газу. Характеристики СПГ [18] як моторного палива наведені у табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Стиснутий природний газ. Фізико-хімічні властивості

| Показники | СПГ | Бензин |
|---|-----------------|---------|
| Хімічна формула | CH ₄ | - |
| Молекулярна маса кг/кмоль | 16,04 | 114,0 |
| Температура кипіння при 760 мм рт. ст. °С | -161,5 | - |
| Нижча тепло здатність, МДж/кг | 48,7 | 43,9 |
| Теоретично необхідна для згорання кількість повітря кг/кг | 17,2 | 14,5 |
| Октанове число (за моторним методом) | 110 | 76...86 |
| Температура займання при атмосферному тиску °С | 640-680 | 470-680 |
| Межі займання (по об'єму), %: | | |
| нижній | 5,3 | 1,5 |
| верхній | 14,0 | 6,0 |
| Коефіцієнт надлишку повітря α , який відповідає верхній (α_{\min}) і нижній (α_{\max}) і межах займання: | | |
| α_{\min} | 0,65 | 0,29 |
| α_{\max} | 1,88 | 1,18 |

Найбільш повноцінний з усіх можливих замінників рідких нафтових моторних палив є природний газ, що обумовлює той факт, що перехід на нього не потребує зміни конструкцій серійних двигунів. Двигун при цьому стає двопаливним. Природний газ не потребує ніякої технологічної переробки (окрім сушки) на противагу нафті. Також на довговічність двигуна позитивно впливає використання газового палива [24].

До зниження вмісту CO₂ в ВГ на 18-34 % призводить застосування стиснутого природного газу, що запобігає руйнуванню озонового шару. У відпрацьованих газах автомобілів, які використовують СПГ, вміст CO

порівняно з роботою на рідкому паливі значно менший. Це є суттєвою перевагою газового палива з огляду, внаслідок утворення значної кількості CO_2 , на прогресуючий процес утворення парникового ефекту на Землі.

З огляду на постійно зростаючі вимоги до екологічної безпеки транспортних засобів застосування СПГ в якості моторного палива є особливо актуальним.

Економічно вигідним стає переобладнання транспортних засобів на стиснутий природний газ, не дивлячись на незначне погіршення тягово-швидкісних показників переобладнаних автомобілів що обумовлено зниженням (до 20%) максимальної потужності двигуна.

В Україні широко проводяться дослідження по використанню альтернативних палив на автомобільному транспорті.

1.2 Аналіз наукових досліджень з переобладнання дизелів спеціальних транспортних машин в газодизелі

Даних про дослідження автомобільних газодизелів у доступних літературних джерелах міститься небагато. Не розглянутим залишається питання вибору і обґрунтування в умовах експлуатації з врахуванням різних експлуатаційних факторів доцільності конвертації дизеля в газодизель.

Істотно залежить від умов експлуатації автомобіля фактична економія дизельного палива під час роботи двигуна внаслідок заміщення його газовим паливом, оскільки зростає частка теплоти, що вноситься з дизельним паливом, зі зменшенням навантаження. Коли двигун більшу частину часу працює з неповним навантаженням при русі за міським циклом, економія менша, ніж коли двигун працює переважно з повним або близьким до нього навантаженням у разі замських магістральних перевезень. На рис. 1.1 показано зовнішню швидкісну характеристику газодизеля ЯМЗ-238 ГД.

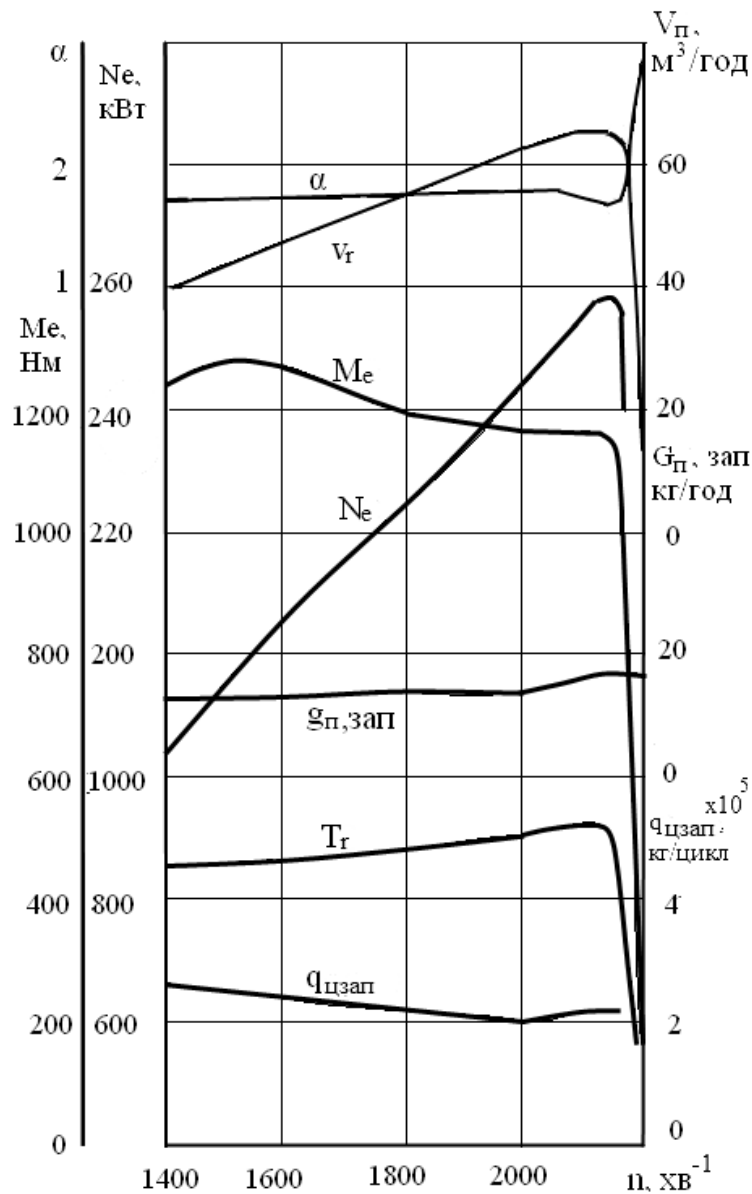


Рисунок 1.1 - Зовнішня швидкісна характеристика газодизеля ЯМЗ-238ГД

Під час випробувань були отримані залежності коефіцієнта надлишку повітря $\alpha_{гд}$, витрат повітря V_r за годину, ефективного крутного моменту M_e , ефективної потужності N_e , подачі запального дизельного палива $G_{дп}$ за годину, температури відпрацьованих газів T_r , циклової подачі запального дизельного палива $q_{ц, \text{зап}}$ газодизеля ЯМЗ-238 ГД від частоти обертання.

Запальну дозу дизельного палива у порівнянні з роботою за дизельним циклом у газодизелі ЯМЗ-240ГД можна змінювати в межах від 20-25% до 40-45%.

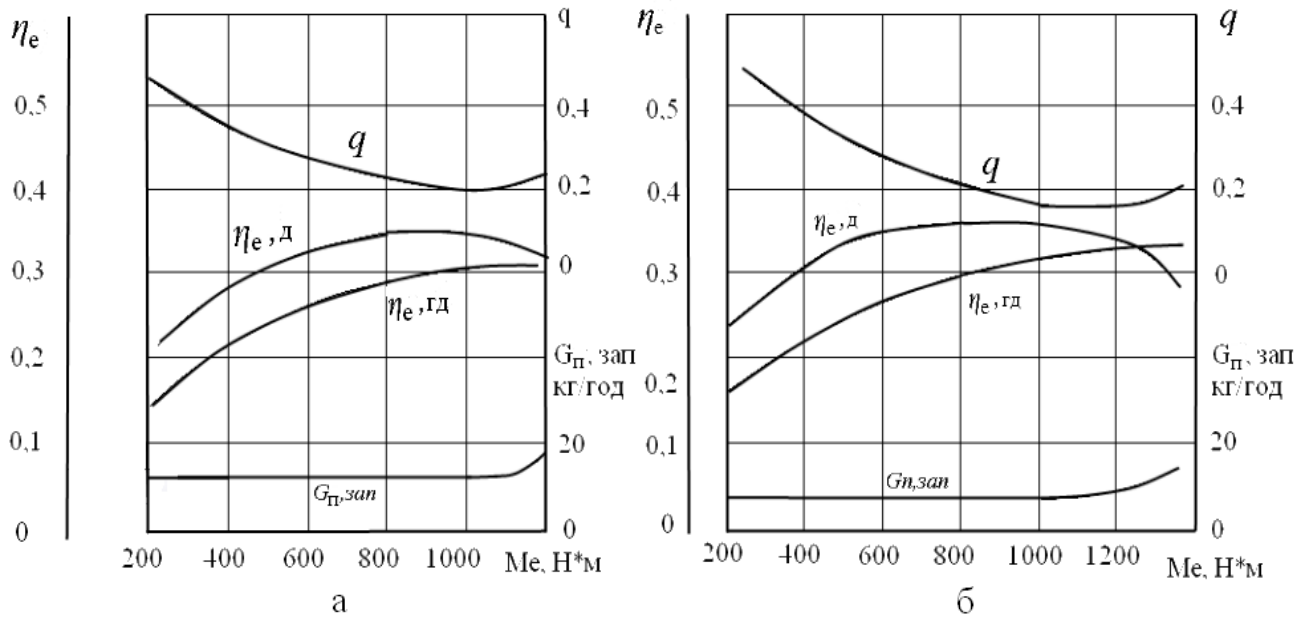
У порівнянні з роботою двигуна за дизельним циклом на номінальному режимі запальна доза при роботі за газодизельним циклом складає 27%. При роботі за газодизельним циклом номінальна потужність - 259 кВт, що на 2,3% більше ніж при роботі за дизельним циклом (253 кВт).

Для оцінки економічності переобладнання, враховуючи, що при роботі за дизельним і газодизельним циклами в циліндри двигуна палива попадають в різних агрегатних станах і мають різні теплоти, було визначено $\alpha_{Гд}$, подачу $G_{п.з}$ запальної дози дизельного палива і частки теплоти q , що вноситься з ним, ефективний ККД η_e , на номінальному швидкісному режимі (при частоті обертання 2100 хв^{-1}) та при максимальному крутному моменті (при частоті обертання 1500 хв^{-1}) залежно від ефективного крутного моменту M_e дизеля ЯМЗ-238 та газодизеля ЯМЗ-238ГД.

Результати показані на рис. 1.2. Як видно з рис. 1.2, майже в усьому діапазоні навантажень ефективний ККД дизеля вищий ніж у газодизеля, він менше ніж у газодизеля лише при максимальному навантаженні, при частоті обертання $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$. Запальна доза дизельного палива стала, зростання відбувається при значеннях M_e більших 1000 Нм в обох режимах.

Електронний блок управління на базі мікропроцесора служить для регулювання подачі газового і рідкого палив, в нього поступають дані про частоту обертання, положення педалі управління, про температуру охолоджуючої рідини в системі охолодження двигуна, також співвідношення газового і дизельного палив.

В роботі [12] проведений аналіз впливу на статичні і динамічні характеристики газодозуючої системи автомобільного газодизеля з подачею газу до впускної труби під надлишковим тиском, на формування швидкісних характеристик САРЧ газодизеля і на перехідні процеси в САРЧ, різноманітних конструкційних та регулювальних параметрів газодозуючої системи, визначені раціональні параметри такої системи для дизеля ЯМЗ-238ГД і розроблені рекомендації по удосконаленню.



частота обертання n : а - 2100 хв^{-1} ; б - 1500 хв^{-1} .

Рисунок 1.2 - Залежність ефективного ККД, подачі запального дизельного палива і частки теплоти, що вноситься з ним, від ефективного крутного моменту дизеля ЯМЗ-238 і газодизеля ЯМЗ-238ГД

Дослідження на газодизелях ЯМЗ-236ГД і ЯМЗ-238ГД та на автомобілі КраЗ-256Б1-ГД з використанням математичного моделювання проведене в роботі [15]. Програма досліджень включала: визначення характеристик ПНВТ; визначення навантажувальних характеристик двигуна при роботі за дизельним і газодизельним циклами з вимірюванням димності і токсичності ВГ; визначення зовнішніх і часткових швидкісних характеристик двигуна при роботі за дизельним і газодизельним циклами; визначення швидкісних характеристик холостого ходу (на рис. 1.3, 1.4, показано для $n_d = 1500 \text{ хв}^{-1}$).

Викиди оксидів вуглецю при роботі двигуна за газодизельним циклом більші ніж при роботі за дизельним циклом у межах майже всієї навантажувальної характеристики, однак величина цих викидів при роботі за газодизельним циклом незначна і не перевищує 0,15-0,16%.

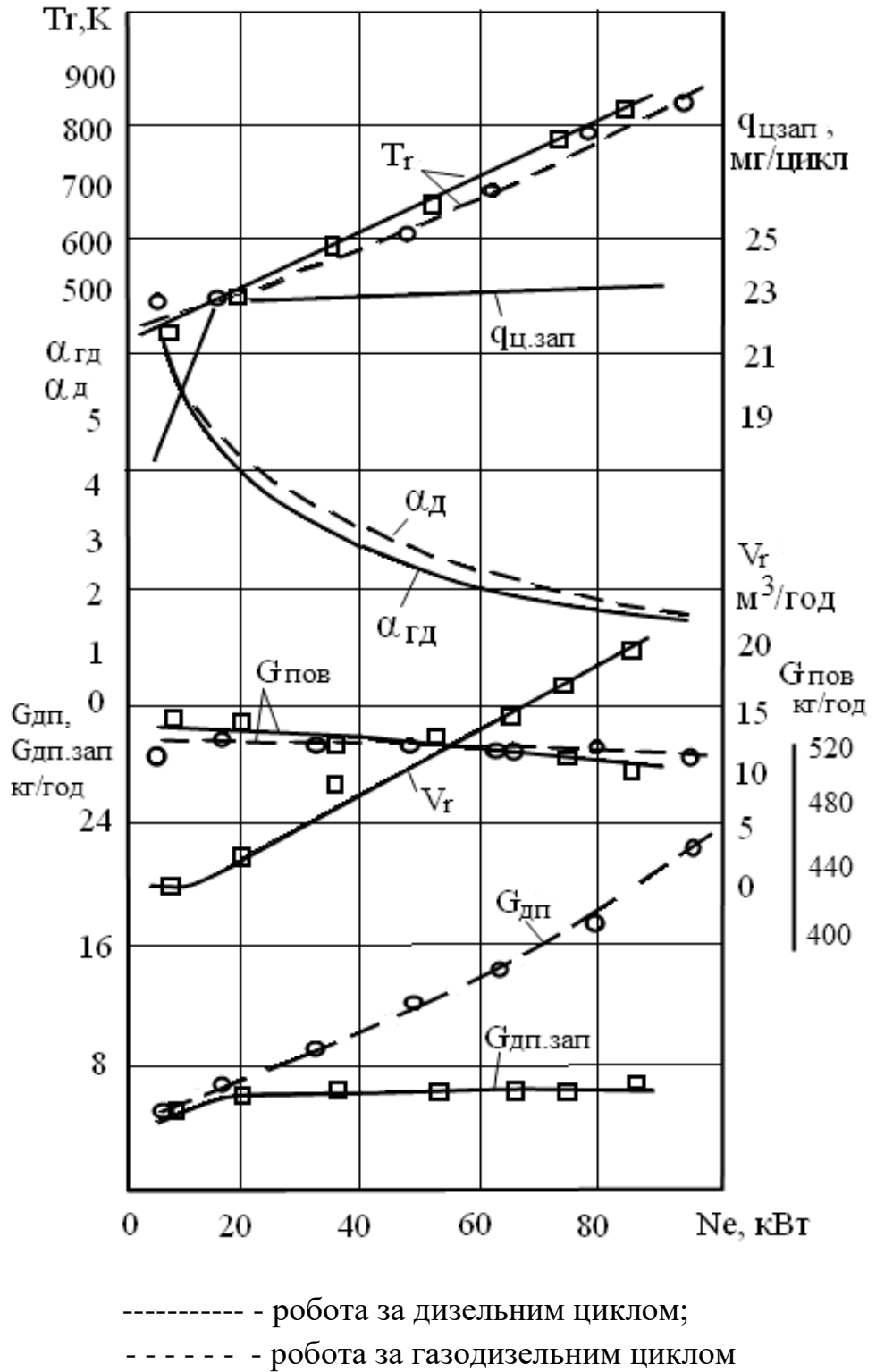


Рисунок 1.3 - Навантажувальні характеристики газодизеля ЯМЗ-238ГД при роботі за дизельним і газодизельним (30% запальна доза) циклами, при $n_d = 1500 \text{ хв}^{-1}$ [15]

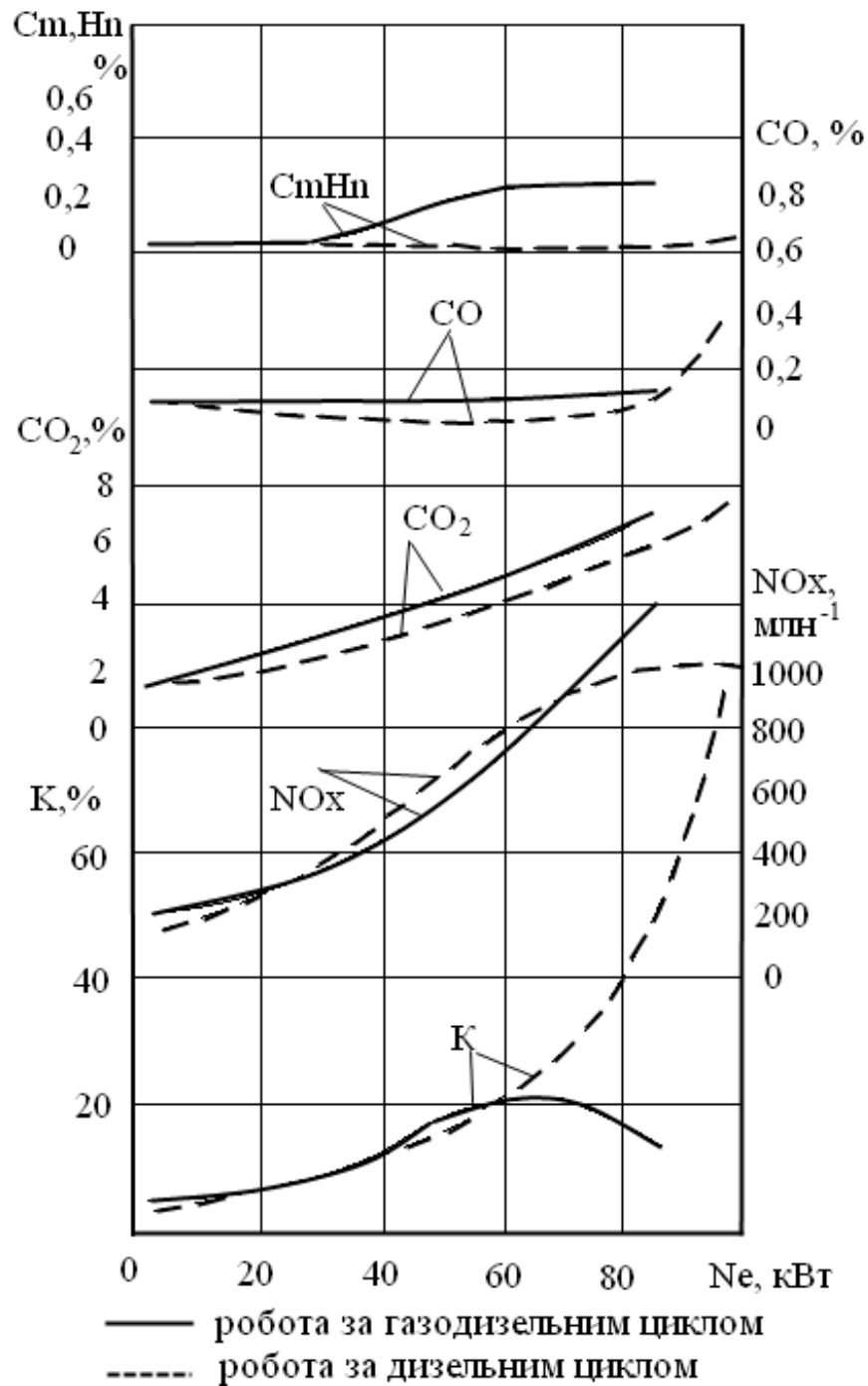


Рисунок 1.4 - Навантажувальні характеристики газодизеля ЯМЗ-238ГД при роботі за дизельним і газодизельним (30% запальна доза) циклами, при $n_d = 1500 \text{ хв}^{-1}$ [15]

Під час дорожніх випробувань була отримана паливна характеристика рівномірного руху газодизельного автомобіля КрАЗ-256 Б1-ГД (рис. 1.5).

Як видно з рис.1.5 зі збільшенням швидкості вантажного автомобіля різниця між витратою дизельного палива при роботі за дизельним і

транспорту і, як наслідок, попиту на альтернативні палива. Вимоги до екологічної безпеки транспортних засобів постійно стають більш жорсткими.

2. Природний газ здатен задовольнити потреби споживачів з точки зору відносної екологічної безпеки та невисокої експлуатаційної вартості та своїх позитивних показників як моторного палива, На найближчі роки можна очікувати, що домінуючі позиції серед найбільш перспективних альтернативних моторних палив буде займати природний газ.

3. Враховуючи велику кількість і постійне зростання автомобілів з дизелями можна прогнозувати, що одним з перспективних у найближчі роки буде переобладнання дизеля в газодизель. Багатьма дослідженнями підтверджено можливість використання стисненого природного газу для живлення дизелів, конвертованих для роботи за газодизельним циклом.

4. За результатами проведених досліджень, можна прогнозувати зменшення на 50-60 % експлуатаційних витрат дизельного палива за рахунок заміщення його природним газом та зниження викидів шкідливих речовин з ВГ автомобілів, які перебувають в експлуатації.

5. Аналіз літературних джерел показує, що досі не було проведено досліджень по впливу переобладнання дизеля для роботи за газодизельним циклом, які б враховували режими роботи двигуна транспортного засобу.

6. Результатів дослідження екологічних показників та паливної економічності автомобіля з конвертированим для роботи за газодизельним циклом в літературних джерелах не виявлено. Також не розглядалися питання впливу на параметри двигуна переобладнання його для роботи за дизельним і газодизельним циклом, в умовах експлуатації, які б враховували режими роботи двигуна, завантаження автомобіля та збільшення його маси при встановленні газобалонного обладнання.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ КОНВЕРТАЦІЇ ДВИГУНІВ СПЕЦІАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН В ГАЗОДИЗЕЛІ

2.1 Загальні положення методики, за якою оцінюють паливну економічність та екологічні показники спеціальних транспортних машин при роботі за дизельним і газодизельним циклами

В умовах експлуатації робота спеціальних транспортних машин характеризується багатьма показниками. Показники токсичності та паливної економічності є основними. Під час експлуатації показники паливної економічності можуть бути, хоча це пов'язано з певними складностями і вимагає досить складного обладнання, визначені експериментально. Крім того, однакові параметри руху спеціальних транспортних машин при виконанні режимів руху за операційними картами випробувальних їздових циклів підтримувати досить важко. Розрахункові методи визначення паливної економічності в останній час застосовують все більше.

В умовах експлуатації токсичність ВГ спеціальних транспортних машин, що характеризується викидами шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна у атмосферу, визначають, як правило, розрахунковим методом. Зараз намітилось декілька методичних підходів до визначення шкідливих викидів і паливної економічності розрахунковими методами.

З цієї точки зору краще застосувати моделі, які базуються на розрахунку викидів шкідливих речовин спеціальними транспортними машинами з використанням токсичної характеристики двигуна і режиму його роботи. Для розрахунку витрат палива і викиду шкідливих речовин такі моделі почали використовуватись вперше при випробуваннях спеціальних транспортних машин за їздовими циклами.

Цикли побудовані на основі результатів вивчення режимів роботи спеціальних транспортних машин, використовуються для оцінки токсичності спеціальних транспортних машин в багатьох країнах. Можливо використовувати також випробування за їздовими циклами для оцінки умовної витрати палива спеціальних транспортних машин в умовах експлуатації [17].

В роботі [22], при випробуванні спеціальних транспортних машин за будь-яким їздовим циклом була розроблена методика і програма для визначення витрати викидів шкідливих речовин і палива. На основі рівняння тягового балансу для режимів їздового циклу відповідно до розробленої методики визначаються крутний момент двигуна та частота обертання і за цими параметрами визначаються годинна витрата палива та викиди шкідливих речовин з використанням навантажувальних характеристик двигуна. Враховуючи час роботи в окремих режимах визначається витрата палива і викиди ШР за цикл.

Для оцінки і оптимізації паливної економічності спеціальних транспортних машин також широко використовується математичне моделювання [15].

В роботі [16] розроблена методика визначення кількості відпрацьованих газів для оцінки ступеня забруднення навколишнього середовища спеціальними транспортними машинами при русі в різних умовах, в наступних режимах: розганяння, постійної швидкості, холостого ходу, гальмування двигуном. Загальні викиди відпрацьованих газів спеціальними транспортними машинами дозволяє ця методика визначати, але без врахування їх складу і степені шкідливості.

В роботі [17] визначено кількість шкідливих викидів двигуном завдяки універсальній токсичній характеристиці на різних режимах роботи двигуна за визначений період часу руху автомобіля в місті.

В роботі [19], на основі досліджень з використанням методу планування експерименту отримані моделі для визначення екологічних (викиди оксиду вуглецю, діоксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту) та економічних (витрата палива) показників для двигуна легкового автомобіля залежно від маси автомобіля, швидкості руху і повздовжнього куту нахилу дороги.

В роботі [18] визначено, розрахунковим та експериментальними методами, вплив дорожніх елементів на величину викидів оксиду вуглецю автомобілями. Розрахунок проводився на піддослідному відрізку дороги з використанням універсальних токсичних характеристик і розрахованих або заміряних режимів роботи двигуна.

В більшості досліджень як показав аналіз проведених досліджень, що в основу розрахунку покладено принцип розрахування витрати палива і шкідливих викидів в окремих режимах, при цьому заміряються або задаються режими руху автомобіля або режими роботи його двигуна і виходячи з показників паливної економічності і токсичності двигуна в цих режимах і їх тривалості.

Робіт щодо створення математичних моделей, які дозволяють визначити кількість токсичних викидів спеціальними транспортними машинами в експлуатаційних умовах з урахуванням перехідних режимів роботи двигунів проведено мало.

Тому в роботі прийнято методика, що базується на визначенні режимів роботи двигуна розрахунку паливної економічності та шкідливих викидів спеціальними транспортними машинами з двигуном, що працює за дизельним або газодизельним циклами, в тому числі і перехідних режимах при умовному русі спеціальними транспортними машинами за їздовими циклами [27] та витрати палива і шкідливих викидів в їздових циклах в цілому, відповідних цим режимам експериментально визначених екологічних показників та паливної економічності з наступним рахунком за цими даними,

на одиницю пробігу спеціальними транспортними машинами та одиницю транспортної роботи.

2.2 Вибір для порівняння різних типів двигунів їздового циклу для спеціальних транспортних машин

Вибір їздового циклу, який би в повній мірі імітував режим руху спеціальних транспортних машин в умовах експлуатації є одним з основних питань, що має бути вирішене при розробці методики.

Зараз відомо багато різновидів їздових циклів.

В результаті вивчення режимів руху спеціальних транспортних машин в конкретних містах були отримані деякі з цих циклів і включають найбільш характерні режими, тому для імітації при проведенні експериментальних і розрахункових досліджень вони є досить простими і доступними.

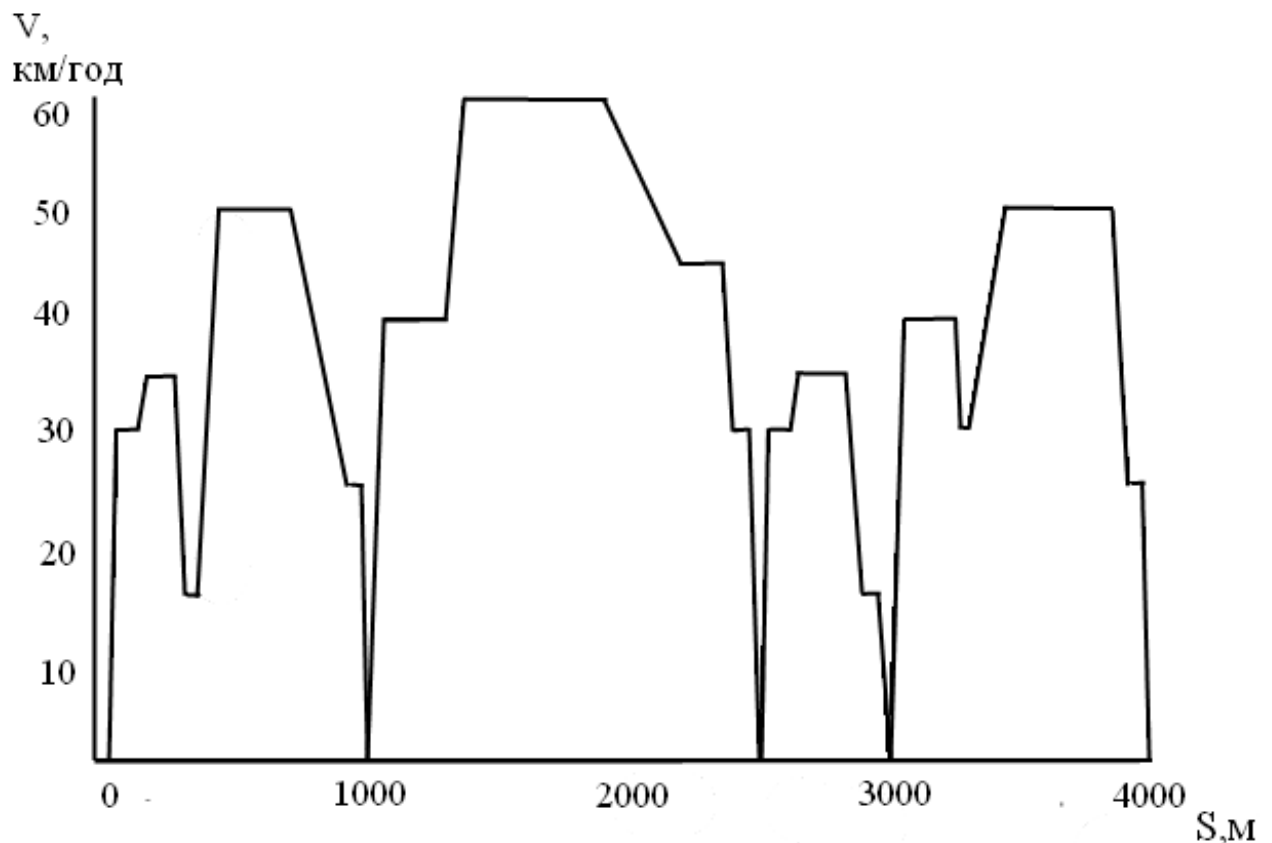
Випробування на токсичність вантажних автомобілів проводяться за їздовими циклами, які включають, як правило, сталі режими, характерні для умов експлуатації. Часто такі випробування проводяться на двигунах вантажних автомобілів, встановлених на гальмівний стенд. Їздові цикли при цьому складаються з ряду швидкісних і навантажувальних режимів, заданих відносною частотою обертання колінчастого вала двигуна, крутним моментом, а також вагомістю режиму в експлуатації.

Після прийняття Правил ЄЕК ООН № 49 (15.04.1982) та Директиви 88/77/ЕЕС (03.12.1987) розпочалось нормування шкідливих викидів двигунами ТЗ категорій N2 і N3, M2 і M3. За час, що минув, були прийняті чотири Директиви ЄС на доповнення Директиви 88/77/ЕЕС та чотири серії поправок до Правил № 49 [10, 11].

Широко застосовується на всі транспортні засоби, за винятком позадорожніх, ДСТУ 20306–95 „Автотранспортні засоби. Паливна економічність. Методи випробувань” [12]. Стандарт співпадає по частині 1.4 (визначення витрати палива у міському циклі на стенді) з правилами №15 ЄЕК ООН [13].

Державний стандарт 20306-95 включає в себе 6 їздових циклів.

Як відомо, найбільше шкоди оточуючому середовищу транспортні засоби завдають у великих містах та в прилеглих районах, оскільки в такому випадку рух автомобіля має циклічний характер, а його двигун працює в неусталених режимах, внаслідок чого збільшуються викиди ШР з ВГ. Тому, враховуючи вимоги ДсТУ 20306–95 для даного класу, умов його експлуатації для проведення дорожніх випробувань військового вантажного автомобіля Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2, який є об'єктом експериментальних досліджень, та оцінки і порівняння показників було вирішено використати для транспортних засобів повною масою більше 3,5 т, крім автобусів. На рис. 2.1 показано схему міського циклу на дорозі.



Вимоги до виконання їздового циклу наведено в [22]. До цього циклу входить 27 їздових операцій, які здійснюються на відстані 4 км, максимальна швидкість обмежена діючими Правилами дорожнього руху в населених пунктах на рівні 60 км/год.

Випробувальний цикл включає в себе такі режими руху:

- рушання з місця транспортного засобу;
- розгін від однієї швидкості до іншої транспортного засобу;
- рух з сталою швидкістю на певних ділянках циклів транспортного засобу;
- гальмування двигуном з однієї швидкості до іншої (примусовий холостий хід);
- службове гальмування транспортного засобу від однієї швидкості до іншої;
- службове гальмування транспортного засобу до повної зупинки;
- робота в режимі мінімальних обертів активного холостого ходу двигуна транспортного засобу.

Аналіз існуючих способів визначення екологічних показників та паливної економічності транспортних засобів і методів випробувань показує, що даний цикл найбільш адекватно відображає експлуатаційні умови в Україні, найкраще підходить для дослідження основних показників роботи військового вантажного автомобіля Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 та імітації руху автомобіля на математичній моделі з метою оцінки його екологічної безпеки та експлуатаційних показників.

Перед побудовою математичної моделі були проведені дорожні випробування військового вантажного автомобіля Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами із заміром витрати дизельного пального та СПГ при русі автомобіля з усталеною швидкістю 50 км/год на 4 передачі з метою визначення зовнішнього навантаження на двигун.

Таким чином, визначення і оцінка паливної економічності, показників тягово-швидкісних властивостей та викидів ШР військового вантажного автомобіля Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 при роботі за дизельним і газодизельним циклами здійснювалися за наступною методикою: на математичній моделі імітувався рух автомобіля по дорозі з асфальтобетонним покриттям (з урахуванням навантаження яке отримує двигун при русі автомобіля) за вибраним їздовим циклом (рис. 2.2). Під час руху військового вантажного автомобіля Богдан 53162, в кожний момент циклу, визначалися режими роботи двигуна (частота обертання колінчастого вала і крутний момент двигуна), виходячи з яких, за характеристиками, визначеними експериментально, в неусталених режимах було розраховано паливну економічність, викиди ШР та тягово-експлуатаційні показники автомобіля на елементарній ділянці, у відповідному режимі та в цілому за весь цикл руху транспортних засобів.

2.3 Блок-схема методики досліджень визначення доцільності конвертації дизелів спеціальних транспортних машин в газодизелі

Для того, щоб вирішити ряд поставлених задач і досягнути кінцевої мети було розроблено методику дослідження доцільності конвертації дизеля в газодизель (рис. 2.2), згідно з якою планувалися і координувалися усі необхідні дії аналітичного і експериментального характеру. Розроблена методика дає можливість визначити доцільність конвертації дизеля в газодизель на основі всебічного аналізу основних параметрів (паливної економічності та екологічних показників) роботи двигуна.

На сьогоднішній день проблема забезпечення енергоресурсами, моторними паливами – одна з головних проблем майже кожної країни. Але ще більшою проблемою є наслідки неконтрольованого забруднення навколишнього середовища. Для подолання цих проблем існує багато

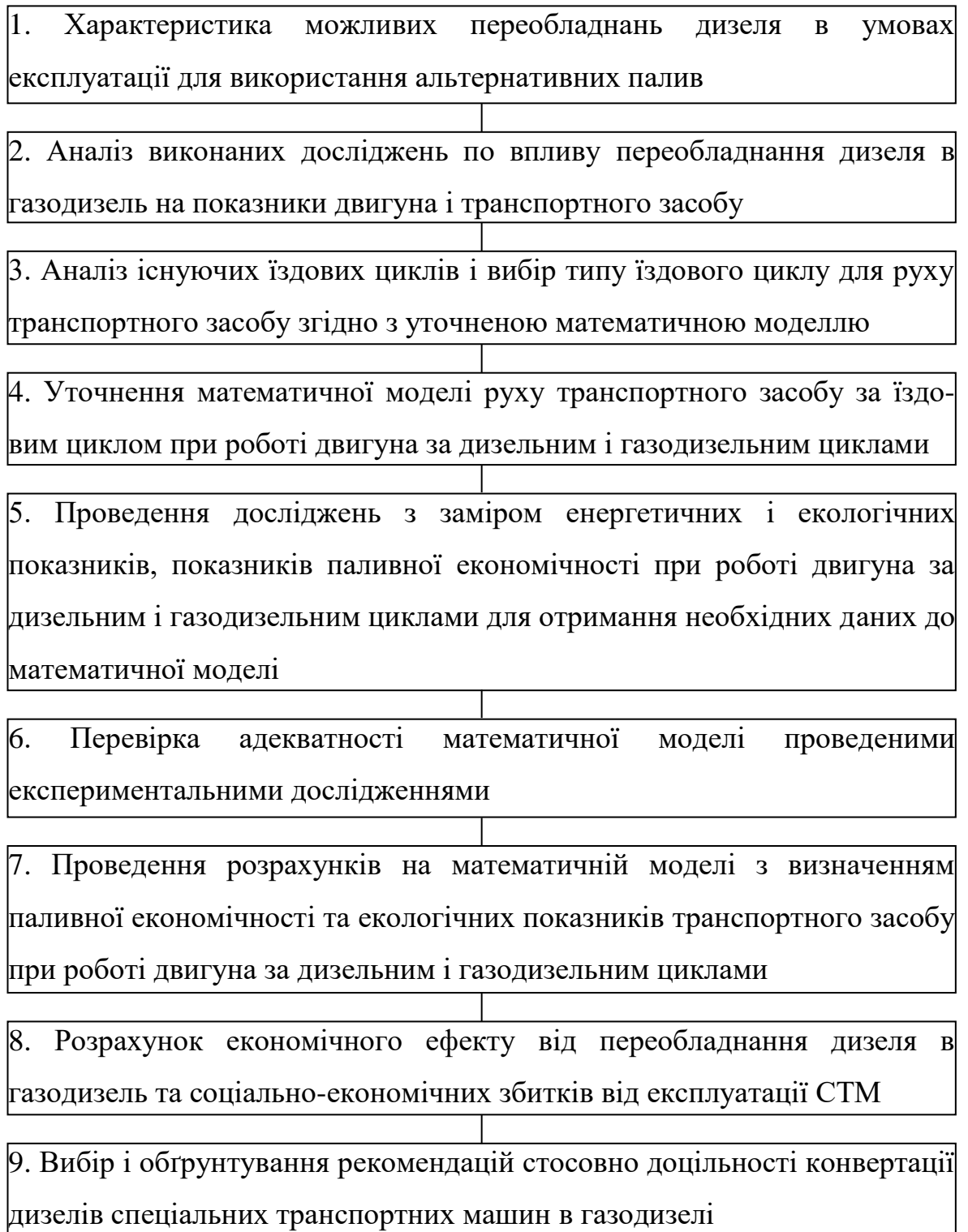


Рисунок 2.2 - Структурна блок-схема методики визначення дослідження конвертації дизелів спеціальних транспортних машин в газодизелі

шляхів, одним з яких є переобладнання дизеля для роботи на альтернативних паливах. Саме через це в загальну схему методики включено блок 1. Окремим напрямом можна виділити переобладнання дизеля для застосування, в якості моторного палива, СПГ.

На сьогоднішній день існує два можливі варіанти переобладнання дизеля для роботи на газовому моторному паливі:

- переобладнання дизелів транспортних засобів у газові двигуни з примусовим запалюванням (при цьому дизель транспортного засобу потребує внесення суттєвих змін до його конструкції, стає одно-паливним і може працювати лише на природному газі);

- переобладнання дизелів транспортних засобів для роботи за газодизельним циклом (при цьому дизель транспортного засобу потребує внесення незначних змін до його конструкції, також стає дво-паливним і зберігає можливість працювати як на дизельному паливі, так і на суміші природного газу з невеликою „запальною дозою” дизельного палива).

Перший варіант, у зв'язку з внесенням таких суттєвих змін до конструкції, як зменшення ступеня стиску, що потребує встановлення нових поршнів зі зміненими формами камери згоряння, встановлення замість демонтованих системи живлення дизельним паливом та системи регулювання частоти обертання дизеля – додаткової системи запалювання, переобладнання двигунів транспортних засобів можливо використовувати у заводських умовах, або у потужних автопідприємствах з організацією спеціального виробництва газових двигунів.

Другий варіант переобладнання дизеля може відбуватися в експлуатаційних умовах без демонтажу двигунів з спеціальних транспортних машин на невеликих спеціалізованих на таких роботах підприємствах. Ці роботи полягають у переобладнанні всережимного механічного регулятора частоти обертання паливного насоса високого тиску (ПНВТ) для можливості

працювати як за дизельним так і за газодизельним циклами та створення систем живлення газодизеля газовим моторним паливом.

Для визначення тягово-швидкісних, екологічних показників та паливної економічності вантажного військового автомобіля, при роботі двигуна за дизельним або газодизельним циклами потрібне застосування конкретних випробувальних циклів. Випробування повинні бути проведені в режимах, що характерні для умов експлуатації автомобіля (блок 3), тому здійснюючи аналіз існуючих циклів обирається такий, що найбільше підходить для даного типу автомобіля і двигуна та більш повно охоплює його критерії роботи.

Достатньо трудомісткими і потребують значних коштів і складного матеріального забезпечення є випробування за випробувальними циклами транспортних засобів. Тому часто для визначення показників транспортних засобів в циклах широко використовується математичне моделювання. З урахуванням наведеного необхідно створити математичну модель, яка б імітувала рух транспортного засобу за випробувальним циклом (блок 4).

Щоб отримати вихідні дані для розрахунків на математичній моделі можна використати результати експериментальних досліджень з заміром показників паливної економічності і екологічних показників при роботі двигуна транспортного засобу за дизельним і газодизельним циклами (блок 5). Проведення експерименту по визначенню серії характеристик двигуна транспортного засобу з заміром енергетичних, паливно економічних та екологічних показників, які характеризують його роботу за дизельним і газодизельним циклами під час випробування автомобіля за їздовими циклами.

За наявності даних, отриманих в результаті експерименту, проводиться перевірка адекватності математичних моделей, які описують роботу двигуна при роботі за дизельним і газодизельним циклами під час випробування

транспортного засобу за їздовим циклом та співставлення результатів з даними експериментальних досліджень (блок 6).

В разі отримання результатів, які задовольняють поставленим цілям, проводяться розрахунки кількості шкідливих речовин у ВГ та паливної економічності за їздовий цикл на отриманій математичній моделі за різних навантажень та режимів руху при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами (блок 7).

Отримавши данні, що характеризують транспортний засіб як джерело шкідливих викидів та споживача палива, під час руху за їздовим циклом, проводяться розрахунки економічного ефекту від переобладнання дизеля в газодизель та соціально-економічних збитків від експлуатації спеціальних транспортних машин (блок 8).

На основі отриманих результатів здійснюється вибір і обґрунтування рекомендацій стосовно доцільності конвертації дизелів спеціальних транспортних машин в газодизелі (блок 9).

Висновки по другому розділу

1. В зв'язку зі складністю проведення дорожніх випробувань транспортних засобів була застосована методика визначення і оцінки паливної економічності, показників тягово-швидкісних властивостей та викидів ШР автомобіля при роботі за дизельним і газодизельним циклами на математичній моделі з урахуванням навантаження, яке отримує двигун при русі автомобіля.

2. Зважаючи на те, що двигун транспортного засобу більшість часу працює в неусталених режимах, дорожній рух у містах носить циклічний характер, двигун викидає більше шкідливих речовин, ніж за усталеного руху, тому пропонується здійснювати дослідження за циклом, що визначає ДСТУ 20306–95 „Автотранспортні засоби. Паливна економічність. Методи

випробовувань”. Для типажу автомобіля, даного класу транспортних засобів, доцільно використати міський цикл на дорозі для транспортного засобу повною масою понад 3,5 т. Цей їздовий цикл в найбільш повній мірі імітує режими руху військового вантажного автомобіля Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 в умовах експлуатації.

3. Розроблена методика дозволяє за тягово-експлуатаційними, екологічними показниками транспортного засобу та його паливною економічністю в умовах, близьких до експлуатаційних, при імітуванні руху транспортного засобу за математичною моделлю, визначити доцільність конвертації дизеля ЯМЗ-238ДЕ2 військового вантажного автомобіля Богдан 53162 в газодизель.

РОЗДІЛ 3

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ СПЕЦІАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ
МАШИН ПРИ РОБОТІ ДВИГУНА ЗА ДИЗЕЛЬНИМ ТА
ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛАМИ

3.1 Математична модель руху спеціальних транспортних машин за їздовими циклами при роботі двигуна за дизельним та газодизельним циклами

Математична модель руху спеціальних транспортних машин за їздовим циклом це система диференціальних і алгебраїчних рівнянь, які описують окремі режими руху транспортного засобу і відповідні їм режими роботи двигуна.

Вхідними змінними в математичній моделі є цикл, за яким працює двигун (дизельний або газодизельний), споряджена маса автомобіля, обрана передача, швидкість руху, величина та швидкість переміщення керуючого органу, час переключення передач, яка визначається графіком руху за їздовим циклом, втрати в трансмісії, дорожні умови (кут підйому дороги та величина коефіцієнта опору коченню дороги), завантаження автомобіля.

Вихідними параметрами є витрата палива (дизельного та СПГ), витрата повітря, концентрації шкідливих речовин у ВГ двигуна.

При аналізі обраного міського їздового циклу, який відповідає вимогам [22] для вантажних автомобілів повною масою більше 3,5 т, визначаються типові режими руху автомобіля та відповідно режими роботи двигуна, які умовно можна розділити на десять видів:

1. Робота дизеля в режимі активного холостого ходу при мінімальній частоті обертання колінчастого валу.
2. Розганяння дизеля транспортного засобу в режимі активного холостого ходу.

3. Розганяння транспортного засобу з дизелем при буксуючому зчепленні.

4. Розганяння транспортного засобу при заблокованому зчепленні (розганяння двигуна при повному навантаженні або при роботі в режимі часткових навантажень).

5. Рух транспортного засобу при перемиканні передач.

6. Усталений рух транспортного засобу.

7. Уповільнення транспортного засобу з приєднанням до трансмісії двигуном.

8. Уповільнення транспортного засобу з від'єднанням від трансмісії двигуном.

9. Уповільнення транспортного засобу з використанням гальм (гальмування).

10. Зупинка транспортного засобу та робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання активного холостого ходу.

Кількість операцій, що порівнюються на відрізьку 4000 м, як в міському так і в магістральному циклах, є комбінацією наведених вище типових варіантів стану системи “водій – транспортний засіб – дорога”, тому при уточненні математичної моделі відтворено такі режими руху транспортного засобу та відповідно режими роботи двигуна та описано взаємодію елементів системи.

Робота двигуна в режимі активного холостого ходу.

При роботі двигуна в режимі активного холостого ходу частота обертання $n_{\min} = 800 \text{ хв}^{-1}$, положення важеля управління паливоподачею $\varphi_{\text{в}} = \varphi_{\min}$. Показники роботи дизеля або газодизеля визначаються експериментально при визначенні характеристик активного холостого ходу.

Розганяння двигуна в режимі активного холостого ходу.

При розганянні двигуна в режимі активного холостого ходу від мінімальної частоти до частоти обертання, при якій водій відпускає педаль зчеплення $n_{\text{до}}$, рівняння $n_{\text{хх.мін}}$ руху дизеля має вигляд:

$$\frac{dn_d}{dt} = M_k(n_d, \varphi_v) \frac{30}{I_d \cdot \pi}, \quad (3.1)$$

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

M_k – ефективний крутний момент дизеля, Н·м;

I_d – момент інерції двигуна (визначається за довідковими даними), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

φ_v – положення важеля управління паливоподачею.

Положення важеля управління паливоподачею під час розганяння розраховується по залежності

$$\varphi_v(t) = \varphi_{\min} + V_{\text{др}} \cdot t, \quad (3.2)$$

де φ_{\min} – положення педалі управління паливоподачею при $n_{\text{хх.мін}}$, %;

$V_{\text{др}}$ – швидкість переміщення важеля управління паливоподачею, %/с.

Рівняння 3.1 розраховується чисельним інтегруванням з використанням методів Рунге-Кутта [25]. Розрахунок по залежності ведеться до заданого значення $n_{\text{до}}$ з інтервалом у часі Δt .

Величина ефективного крутного моменту двигуна в Н·м описується поліноміальною залежністю другого степеня, яка має вигляд:

- при роботі за дизельним циклом:

$$M_k(n_d, \varphi_v) = -247,806301536 + 0,448863944 \cdot n_d - 0,893890306 \cdot \varphi_v - \\ - 1,76439914 \cdot 10^{-4} \cdot n_d^2 + 0,008879 \cdot \varphi_v^2 + 0,0023397 \cdot n_d \cdot \varphi_v \quad (3.3)$$

- при роботі за газодизельним циклом:

$$M_k(n_d, \varphi_v) = -280,843847105 + 0,402405062 \cdot n_d + 1,53419197 \cdot \varphi_v - \\ - 1,455833514 \cdot 10^{-4} \cdot n_d^2 - 0,001539119 \cdot \varphi_v^2 + 0,001641564 \cdot n_d \cdot \varphi_v \quad (3.4)$$

Розв'язання системи рівнянь (3.1-3.3) проводиться до досягнення дизелем заданої частоти обертання $n_{до}$.

Розганяння транспортного засобу з дизелем при буксуючому зчепленні.

При досягненні частоти обертання $n_{до}$ водій відпускає педаль зчеплення продовжуючи переміщати важіль управління паливоподачею і починається перший період рушання транспортного засобу з місця – з буксуючим зчепленням. Цей період описується системою рівнянь.

Двигун:

$$\frac{dn_{д}}{dt} = (M_{к}(n_{д}, \varphi_{в}) - M_{зч}) \frac{30}{I_{д} \cdot \pi} \quad (3.5)$$

де $\frac{dn_{д}}{dt}$ – уповільнення колінчастого вала двигуна, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

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

Рівняння руху веденої частини зчеплення з урахуванням поєднаних з нею рухомих мас транспортного засобу, приведених до зчеплення:

$$\frac{dn_{зч}}{dt} = (M_{зч} - M_{оп}) \frac{30}{I_{аш} \cdot \pi}, \quad (3.6)$$

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

$I_{аш}$ – момент інерції мас транспортного засобу, що обертаються, приведених до зчеплення, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$M_{оп}$ – момент опору руху транспортного засобу, Н·м.

Момент інерції мас транспортного засобу, що обертаються, приведених до зчеплення, з урахуванням передаточних чисел U_i коробки передач і головної передачі U_0 , визначається за залежністю:

$$I_{аш} = \frac{(m_о + m_в) \cdot r_к^2}{U_i^2 \cdot U_0^2} + \sum_{i=1}^n \frac{I_{ki}}{U_i^2 \cdot U_0^2}, \quad (3.7)$$

де m_o – власна маса транспортного засобу, кг;

m_b – маса вантажу, кг;

r_k – радіус кочення колеса, м;

I_{ki} – момент інерції коліс транспортного засобу, кг·м².

Величина моменту тертя зчеплення визначається за залежністю:

$$M_{зч} = V_{зч} \cdot t, \quad (3.8)$$

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

Після вмикання зчеплення момент тертя приймається сталим і дорівнює:

$$M_{зч \text{ макс}} = \beta \cdot M_{к \text{ макс}}, \quad (3.9)$$

де β - коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{к \text{ макс}}$ – максимальний крутний момент двигуна.

На початковому етапі (рух з буксуючим зчепленням) процесу рушання транспортного засобу з місця, швидкість його руху відносно невелика, і можна знехтувати зміненням коефіцієнта опору коченню і опору повітря. Таким чином, момент опору руху транспортного засобу в цьому випадку визначається як:

$$M_{оп} = \frac{(m_o + m_b) \cdot (f_o \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot r_d \cdot g}{U_i \cdot U_o \cdot \eta_T}, \quad (3.10)$$

де f_o – коефіцієнт опору коченню;

α - кут повздовжнього профілю дороги, град;

r_d – динамічний радіус колеса, м;

g – прискорення вільного падіння, Н;

η_T – к.к.д. трансмісії.

За значеннями $n_{зч}$ на кожній ділянці часу Δt можна визначити швидкість руху транспортного засобу в цьому періоді (м/с) по залежності:

$$V_{T3} = \frac{n_{зч} \cdot \pi \cdot r_k}{U_i \cdot U_p \cdot 30}. \quad (3.11)$$

Розрахунок по цій системі рівнянь проводиться до моменту, коли $n_d = n_{зч}$.

Розганяння транспортного засобу при заблокованому зчепленні.

Після вирівнювання частот обертання двигуна і веденої частини зчеплення проходить другий період рушання транспортного засобу – при заблокованому зчепленні. Рух транспортного засобу описується рівнянням, яке отримано з тягового балансу:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot (m_o + m_b)} \cdot \left(\frac{M_k(n_d, \varphi_b) \cdot U_i \cdot U_0 \cdot \eta_T}{r_d} - P_f \pm P_i - P_\omega \right), \quad (3.12)$$

де δ – коефіцієнт врахування мас транспортного засобу, що обертаються;

P_f – сила опору дороги, Н;

P_i – сила опору підйому, Н;

P_ω – сила опору повітря, Н.

$$\delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{ki}}{(m_o + m_b) \cdot r_d^2} + \frac{I_d \cdot U_i^2 \cdot U_0^2 \cdot \eta_T}{(m_o + m_b) \cdot r_d^2}, \quad (3.13)$$

$$P_f = (m_o + m_b) \cdot \cos\alpha \cdot g, \quad (3.14)$$

$$P_i = (m_o + m_b) \cdot \sin\alpha \cdot g, \quad (3.15)$$

$$P_\omega = kF \cdot V^2 \cdot g, \quad (3.16)$$

де kF – коефіцієнт опору повітря.

Позначимо швидкість в кінці другого періоду $V_{акі}$ (індекс i означає номер передачі на якій рухається транспортний засіб). Частота обертання колінчастого вала двигуна при цьому розраховується за залежністю:

$$n_{\text{дкі}} = \frac{30 \cdot V_{\text{акі}} \cdot U_i \cdot U_0}{\pi \cdot r_k}. \quad (3.17)$$

Розрахунок по системі рівнянь (3.2) і (3.13) при заданому кінцевому положенні важеля управління паливоподачею φ_v проводиться до $\frac{dv}{dt} = 0$ або до заданої частоти обертання колінчастого вала двигуна $n_{\text{пер}}$, яка визначається водієм і є однією з його характеристик як підсистеми.

Позначимо в кінці розганяння $n_{\text{д}} = n_{\text{дкі}}$, $V = V_{\text{акі}}$.

Рух транспортного засобу при перемиканні передач.

Водій за допомогою зчеплення від'єднує двигун від трансмісії при досягненні заданої частоти обертання колінчастого вала двигуна або швидкості руху транспортного засобу. Двигун працює в режимі примусового холостого ходу. Рівняння його руху має вигляд:

$$I_{\text{д}} \frac{dn_{\text{д}}}{dt_c} = M_{\text{т}} \frac{30}{\pi}, \quad (3.18)$$

де t_c – час з моменту виключення зчеплення;

$M_{\text{т}}$ – момент механічних втрат двигуна при відпущеному важелі керування паливоподачею.

По експериментальним даним [18], отриманим на різних двигунах, встановлено, що майже на всьому швидкісному діапазоні $M_{\text{т}}$ розраховується лінійною залежністю

$$M_{\text{т}} = -k \cdot n_{\text{д}}. \quad (3.19)$$

Підставивши значення $M_{\text{т}}$ в (3.17) отримаємо:

$$I_{\text{д}} \frac{dn_{\text{д}}}{dt_c} = -k \cdot n_{\text{д}} \frac{30}{\pi}. \quad (3.20)$$

Поділивши змінні отримаємо:

$$I_{\text{д}} \frac{dn_{\text{д}}}{n_{\text{д}}} = -\kappa \cdot \frac{30}{\pi} dt. \quad (3.21)$$

Проінтегрувавши отримаємо:

$$I_{\text{д}} \cdot \ln(n_{\text{д}}) + \kappa \cdot \frac{30}{\pi} dt = C. \quad (3.22)$$

У момент відключення зчеплення при $t_c = 0$ $n_{\text{д}} = n_{\text{дкі}}$, тоді

$$C = I_{\text{д}} \cdot \ln(n_{\text{дкі}}) \quad (3.23)$$

Тоді рівняння (3.22) отримає вигляд:

$$I_{\text{д}} \cdot \ln(n_{\text{д}}) - I_{\text{д}} \cdot \ln(n_{\text{дкі}}) = -\kappa \cdot \frac{30}{\pi} dt. \quad (3.24)$$

Остаточно формула матиме вигляд

$$n_{\text{д}} = n_{\text{дкі}} \cdot e^{-\frac{30\kappa \cdot t_c}{\pi I_{\text{д}}}}. \quad (3.25)$$

Позначивши в кінці уповільнення $n_{\text{д}} = n_{\text{дкі}}$. Розрахунок по рівнянню (3.25) ведеться до $t_c = t_{\text{скі}}$.

У період від'єднання двигуна рух транспортного засобу описується рівнянням

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_1 \cdot (m_0 + m_{\text{в}})} (-P_f \pm P_i - P_{\omega}), \quad (3.26)$$

де δ_1 – коефіцієнт врахування мас транспортного засобу, що обертаються, без врахування маси двигуна

$$\delta_1 = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{ki}}{(m_0 + m_{\text{в}}) \cdot r_{\text{д}}^2}. \quad (3.27)$$

Розрахунок за рівняннями (3.1) і (3.26) проводиться протягом часу перемикання передач водієм $t_{скі}$ до моменту відпускання педалі зчеплення. Швидкість транспортного засобу при цьому позначається $v_{аскі}$, частота обертання вала дизеля $n_{дккі}$.

Після вмикання вищої передачі водій перед відпусканням педалі зчеплення переміщує важіль управління паливоподачею в бік збільшення подачі палива і частоти обертання.

До моменту вмикання зчеплення співвідношення частот обертання дизеля і веденої частини зчеплення може відрізнятись. При високій кваліфікації водія ці частоти близькі одна до іншої. При розрахунку приймаємо їх рівними і вважаємо, що після відпускання зчеплення розгін здійснюється при заблокованому зчепленні.

Розгін дизеля від частоти $n_{дккі}$ до частоти обертання веденої частини зчеплення $n_{дскі}$, яка відповідна швидкості транспортного засобу $v_{аскі}$ на $(i + 1)$ – й передачі описується рівнянням (3.1). Шкідливі викиди двигуна і витрати палива і повітря при цьому визначаються при відповідній частоті обертання в режимі холостого ходу.

Якщо частота обертання дизеля $n_{дккі}$ за якоюсь причиною буде вище, ніж частота обертання $n_{дскі}$, то приймаємо $n_{дккі} = n_{дскі}$. Після відпускання педалі зчеплення рух транспортного засобу описується двома диференціальними рівняннями (3.1) і (3.12). Розрахунок по цій системі рівнянь проводиться до $\frac{dV}{dt} = 0$ або до заданого значення $n_{д}$, яке визначається по залежності (3.17). Процес розганяння повторюється при переході на більш високі передачі починаючи з моменту початку розганяння при заблокованому зчепленні.

Визначення шкідливих викидів і витрати палива транспортним засобом в процесі розганяння.

Як зазначалося вище, шляхом розв'язання системи диференціальних рівнянь, які описують розгін транспортного засобу в різних періодах, можна

визначити на кожній ділянці часу Δt розганяння середні значення параметрів, які визначають режим роботи дизеля.

В якості таких параметрів були обрані ефективний крутний момент M_k і частота обертання n_d . Показники роботи двигуна: витрата повітря $G_{\text{пов}}$ (кг/год); показники паливної економичності: витрата дизельного палива $G_{\text{дп}}$ (кг/год); витрата СПГ, при роботі за газодизельним циклом, $G_{\text{газ}}$ (кг/год); екологічні показники - концентрації у відпрацьованих газах: оксиду вуглецю CO (%), вуглеводневих сполук C_mH_n (млн⁻¹) які вимірювались за методом інфрачервоної спектроскопії та ΣC_mH_n (млн⁻¹) які вимірювались за методом полум'яно-іонізаційного допалювання; оксидів азоту NO_x (млн⁻¹); димності N (%) описані поліноміальними залежностями другого степеня, які мають наступний вигляд:

- при роботі за дизельним циклом:

$$G_{\text{пов}} = - 200,005 + 0,39814 \cdot n_d - 0,36857 \cdot M_k - 6,1544 \cdot 10^{-5} \cdot n_d^2 + 3,9610 \cdot 10^{-4} \cdot M_k^2 + 2,7549 \cdot 10^{-4} \cdot n_d \cdot M_k; \quad (3.28)$$

$$G_{\text{дп}} = 1,255977 - 0,001476 \cdot n_d - 0,0186726 \cdot M_k + 1,629689 \cdot 10^{-6} \cdot n_d^2 - 3,41720779 \cdot 10^{-6} \cdot M_k^2 + 3,191176 \cdot 10^{-5} \cdot n_d \cdot M_k; \quad (3.29)$$

$$CO = 0,1045007 - 1,884244 \cdot 10^{-5} \cdot n_d + 2,632429 \cdot 10^{-4} \cdot M_k - 2,9761 \cdot 10^{-9} \cdot n_d^2 - 1,267857 \cdot 10^{-7} \cdot M_k^2 - 1,02451 \cdot 10^{-7} \cdot n_d \cdot M_k; \quad (3.30)$$

$$C_mH_n = 121,4957 - 0,18897 \cdot n_d + 0,30505 \cdot M_k + 7,0371 \cdot 10^{-5} \cdot n_d^2 - 7,16558 \cdot 10^{-5} \cdot M_k^2 - 1,516667 \cdot 10^{-4} \cdot n_d \cdot M_k; \quad (3.31)$$

$$\Sigma C_mH_n = 43,25923 - 0,0375979 \cdot n_d - 0,031825 \cdot M_k + 9,8782 \cdot 10^{-6} \cdot n_d^2 + 2,265422 \cdot 10^{-5} \cdot M_k^2 + 0,617647 \cdot 10^{-6} \cdot n_d \cdot M_k; \quad (3.32)$$

$$NO_x = 1573,94661 - 1,669426 \cdot n_d + 4,603823 \cdot M_k + 4,69759 \cdot 10^{-4} \cdot n_d^2 - 5,434172 \cdot 10^{-4} \cdot M_k^2 - 0,001674 \cdot n_d \cdot M_k; \quad (3.33)$$

$$N = 48,0345 - 0,0631705 \cdot n_d - 0,0732384 \cdot M_k + 2,0604256 \cdot 10^{-5} \cdot n_d^2 + 3,11688312 \cdot 10^{-4} \cdot M_k^2 + 8,7303921 \cdot 10^{-6} \cdot n_d \cdot M_k. \quad (3.34)$$

- при роботі за газодизельним циклом:

$$G_{\text{пов}} = - 173,133715 + 0,33333 \cdot n_d - 0,10644 \cdot M_k - 3,4987 \cdot 10^{-5} \cdot n_d^2 + 1,7862 \cdot 10^{-4} \cdot M_k^2 + 2,7549 \cdot 10^{-4} \cdot n_d \cdot M_k; \quad (3.35)$$

$$G_{\text{дп}} = 0,48045 - 1,71819 \cdot 10^{-3} \cdot n_{\text{д}} + 8,09278 \cdot 10^{-4} \cdot M_{\text{к}} + 2,093254 \cdot 10^{-6} \cdot n_{\text{д}}^2 - 1,160714 \cdot 10^{-6} \cdot M_{\text{к}}^2 + 1,22549 \cdot 10^{-7} \cdot n_{\text{д}} \cdot M_{\text{к}} ; \quad (3.36)$$

$$G_{\text{газ}} = - 1,2290804 + 3,024616 \cdot 10^{-3} \cdot n_{\text{д}} - 0,0251436 \cdot M_{\text{к}} - 1,2084235 \cdot 10^{-6} \cdot n_{\text{д}}^2 + 4,549918 \cdot 10^{-5} \cdot M_{\text{к}}^2 + 2,00882353 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\text{д}} \cdot M_{\text{к}} ; \quad (3.37)$$

$$\text{CO} = 0,50291369 - 3,889118 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\text{д}} + 3,92005319 \cdot 10^{-4} \cdot M_{\text{к}} + 1,2449808 \cdot 10^{-7} \cdot n_{\text{д}}^2 - 1,7133681 \cdot 10^{-6} \cdot M_{\text{к}}^2 + 2,4357569 \cdot 10^{-7} \cdot n_{\text{д}} \cdot M_{\text{к}} ; \quad (3.38)$$

$$C_{\text{мНн}} = 582,4427 - 0,517121 \cdot n_{\text{д}} + 4,539879 \cdot M_{\text{к}} + 1,55537 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\text{д}}^2 - 0,01112516 \cdot M_{\text{к}}^2 + 3,5882329 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\text{д}} \cdot M_{\text{к}} ; \quad (3.39)$$

$$\Sigma C_{\text{мНн}} = 956,8997106 - 0,7338602 \cdot n_{\text{д}} + 16,868048 \cdot M_{\text{к}} + 2,0937007 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\text{д}}^2 - 0,0434427 \cdot M_{\text{к}}^2 + 0,0013744 \cdot 10^{-6} \cdot n_{\text{д}} \cdot M_{\text{к}} ; \quad (3.40)$$

$$\text{NO}_x = 410,739282 - 0,414046 \cdot n_{\text{д}} + 2,6135383 \cdot M_{\text{к}} + 1,2334235 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\text{д}}^2 - 5,649188 \cdot 10^{-4} \cdot M_{\text{к}}^2 - 6,3965686 \cdot n_{\text{д}} \cdot M_{\text{к}} ; \quad (3.41)$$

$$N = 19,440269 - 0,025444 \cdot n_{\text{д}} - 0,0507121 \cdot M_{\text{к}} + 8,395734 \cdot 10^{-6} \cdot n_{\text{д}}^2 + 2,3965034 \cdot 10^{-5} \cdot M_{\text{к}}^2 + 3,76427829 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\text{д}} \cdot M_{\text{к}} . \quad (3.42)$$

По отриманим за виразами (3.34 і 3.42) в характерних точках значенням димності (непрозорості відпрацьованих газів) N було розраховано концентрацію твердих частинок при роботі за дизельним та газодизельним циклами за виразом наведеним в [18], який має вигляд:

$$C = 0,00478 + 0,00136 \cdot N + 0,000047619 \cdot N^2, \quad (3.43)$$

де C – концентрація твердих частинок в відпрацьованих газах дизеля, г/м^3 .

Концентрації компонентів, що входять у ВГ змінюються в широких межах і залежать від виду споживаного палива, режимів роботи двигуна, складу паливоповітряної суміші і т.і. Вимірювання концентрації ШР здійснюють різними способами, залежно від застосованого методу. Тобто виміри здійснюють в сухих, вологих і розбавлених ВГ.

Проте концентрації ШР у ВГ не характеризують повністю шкідливий вплив транспортного засобу на довкілля, тому що кількість ШР, що надходить в атмосферу з ВГ залежить не лише від їх концентрації, а і від

кількості продуктів згорання, що утворюються в циліндрах двигуна - тобто кількості ВГ. Кількість шкідливих речовин, що викидаються з ВГ двигуна, визначають їх масою, розрахунок якої здійснюють за різними методиками. При виборі методики для розрахунку перевагу віддають тій, де потребується менше вхідних даних.

Залежно від наявності обладнання кількість ВГ вимірюють спеціальними витратомірами або розраховують кількість сухих і вологих продуктів згорання за вимірними витратами повітря і палива.

Розрахунок кількості вологих продуктів згорання здійснюють за даними випробувань - годинними витратами палива і повітря, кмоль/год:

$$M_{\text{ВГ}} = a \cdot (b \cdot G_{\text{П}} + G_{\text{ПОВ}}) \quad (3.44)$$

де $G_{\text{П}}$ – годинна витрата палива, кг/год;

a і b – розраховані коефіцієнти, що залежать від складу паливоповітряної суміші та виду палива.

Згідно з [20] для розрахунку масових викидів CO , C_mH_n , $\Sigma\text{C}_m\text{H}_n$, NO_x спочатку необхідно розрахувати витрату відпрацьованих газів у вологому стані по масі, кг:

- при роботі за дизельним циклом

$$G_{\text{EXN}} = G_{\text{ПОВ}} + \rho_{\text{ДП}} \cdot G_{\text{ДП}}, \quad (3.45)$$

де $\rho_{\text{ДП}}$ – густина дизельного палива, кг/м³,

- при роботі за газодизельним циклом:

$$G_{\text{EXN}} = G_{\text{ПОВ}} + \rho_{\text{ДП}} \cdot G_{\text{ДП}} + G_{\text{ГАЗ}}. \quad (3.46)$$

Самі залежності мають вигляд:

$$\Delta\text{CO} = \left(0,000966 \cdot 10^4 \cdot \text{CO} \cdot \left(1 - 1,85 \frac{\rho_{\text{ДП}} \cdot G_{\text{ДП}}}{G_{\text{ПОВ}}} \right) \cdot G_{\text{EXN}} \right) \frac{\Delta t}{3600}, \quad (3.47)$$

$$\Delta C_m H_n = \left(0,000478 \cdot C_m H_n \cdot (1 - 1,85 \frac{\rho_{дп} \cdot G_{дп}}{G_{пов}}) \cdot G_{EXN} \right) \frac{\Delta t}{3600}, \quad (3.48)$$

$$\Delta \Sigma C_m H_n = \left(0,000478 \cdot C_m H_n \cdot (1 - 1,85 \frac{\rho_{дп} \cdot G_{дп}}{G_{пов}}) \cdot G_{EXN} \right) \frac{\Delta t}{3600}, \quad (3.49)$$

$$\Delta NO_x = \left(0,001587 \cdot NO_x \cdot (1 - 1,85 \frac{\rho_{дп} \cdot G_{дп}}{G_{пов}}) \cdot G_{EXN} \right) \frac{\Delta t}{3600}. \quad (3.50)$$

Для визначення масових викидів частинок необхідно визначається об'єм ВГ, м³/год:

$$V_{вг} = M_{вг} \cdot 22,4. \quad (3.51)$$

Викиди твердих частинок С (в г) за час Δt визначаються по аналогії з залежністю, яку наведено в [20] і яка має вигляд:

$$\Delta C = C \cdot V_{вг} \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t / 3600. \quad (3.52)$$

Масова витрата палива (в г) за час Δt визначається за залежністю, яка має вигляд:

$$\Delta G_{пал} = \frac{G_{пал}}{3,6} \cdot \Delta t. \quad (3.53)$$

Загальні викиди ШР і витрата палива за період розганяння визначаються шляхом сумування мас шкідливих речовин і витрати палива на окремих ділянках.

Поряд з викидами і витратою палива на кожній ділянці розганяння Δt визначаються швидкість і шлях, який здолав транспортний засіб. За отриманим в результаті сумування шляху транспортного засобу при розганянні і значенням загальних ШВ і витрати палива визначаються питомі викиди і витрата палива (г/км).

Усталений рух транспортного засобу.

Усталений рух транспортного засобу починається після завершення процесу розганяння.

Необхідна величина крутного моменту при даних характеристиках транспортного засобу (kF , M_o , M_B) і дороги (f , i) визначається з рівняння тягового балансу транспортного засобу, з урахуванням перемінного значення коефіцієнта опору коченню f :

$$M_k = \frac{\left[(m_o + m_B) \cdot (f_o \cdot \cos \alpha + f_o \cdot A \cdot v^2 \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) + kF \cdot V^2 \right] \cdot r_k \cdot g}{U_i \cdot U_o \cdot \eta_r}. \quad (3.54)$$

Величина частоти обертання колінчастого вала двигуна, яка використовується при цьому, визначається за рівнянням:

$$n_d = \frac{30 \cdot V \cdot U_i \cdot U_o}{\pi \cdot r_k}. \quad (3.55)$$

За значеннями крутного моменту і частоти обертання колінчастого вала двигуна визначаються годинні витрати палива, повітря та викиди ШР.

Уповільнення транспортного засобу з приєднаним до трансмісії двигуном.

В цьому випадку опір дороги (P_f , P_i) і повітря (P_w) більші зусилля, яке розвиває дизель.

При переміщенні водієм педалі управління паливopoдачею в бік зменшення подачі палива характер перехідного процесу визначається законом переміщення дозуючого органа ПНВТ. Рух транспортного засобу в цьому випадку описується рівнянням (3.11). Розрахунок проводиться до швидкості транспортного засобу $V_{ку}$.

Окремим випадком такого уповільнення є уповільнення при повністю відпущеній педалі управління паливopoдачею ($\varphi_B = 0$), при цьому двигун працює в режимі примусового холостого ходу (ПХХ). У цьому режимі витрата дизельного і газового палив, за дизельним і газодизельним циклами,

повністю припиняється. Оскільки відсутня витрата палива – викиди ШР та цьому режимі теж відсутні.

Уповільнення транспортного засобу з від'єднаним від трансмісії двигуном.

Рух транспортного засобу в цьому випадку описується рівнянням (3.26). Розрахунок проводиться до кінцевої швидкості $V_{ку}$.

Спочатку робота двигуна описується рівнянням (3.25). Після досягнення двигуном мінімальної частоти обертання колінчастого вала, масові викиди ШР у ВГ розраховуються за рівняннями (3.47–3.50, 3.52) при $n_d = n_{min}$ до початку роботи на іншому режимі.

Уповільнення транспортного засобу з використанням гальм.

Відповідно до [16] до процесу гальмування відноситься процес при від'ємному прискоренні, значення якого більше 1 м/с^2 .

Значення від'ємного прискорення у цьому випадку залежить від інтенсивності гальмування. Згідно з даними наведеними у [17] максимальне уповільнення транспортного засобу на горизонтальній сухій поверхні може досягати $7,5\text{--}8,5 \text{ м/с}^2$. Згідно цього ж джерела, уповільнення транспортного засобу при швидкості $40\text{--}50 \text{ км/год}$ в середньому складає: в разі накату $0,2\text{--}0,4 \text{ м/с}^2$, при гальмуванні двигуном на прямій передачі $0,3\text{--}0,6 \text{ м/с}^2$, на більш низьких передачах $1,2\text{--}2 \text{ м/с}^2$. Приведені у [28] значення уповільнення для перевірки гальм в експлуатаційних умовах для різних транспортних засобів знаходяться у межах $3,5\text{--}5,8 \text{ м/с}^2$.

Виходячи з цього можна вважати у розрахунках, що уповільнення транспортного засобу в експлуатації знаходиться у межах $1,0\text{--}5,8 \text{ м/с}^2$.

Приймаємо, що рух при гальмуванні є рівноуповільненим. Час гальмування в цьому випадку t_r (в с) визначається за залежністю:

$$t_r = \frac{V_{акі} - V_{кг}}{j}, \quad (3.56)$$

де $V_{акі}$ і $V_{кг}$ – швидкості в кінці гальмування і на початку руху, м/с ;

j – величина уповільнення транспортного засобу, м/с^2 .

При гальмуванні з двигуном, приєднаним до трансмісії і відпущеній педалі управління паливоподачею, зміна частоти обертання колінчастого вала двигуна (при відсутності блокування коліс) визначається за залежністю:

$$n_d = n_{\text{дкі}} - j \cdot t_r \cdot \frac{U_i \cdot U_0 \cdot 30}{\pi \cdot r_k}, \quad (3.57)$$

де $n_{\text{дкі}}$ – частота обертання колінчастого вала двигуна на початку гальмування, хв^{-1} ;

t_r – час з початку гальмування, с.

При цьому для кожної ділянки часу Δt за значеннями n_d визначаються масові викиди ШР у ВГ за формулами (3.47–3.50, 3.52) та витрата палив і повітря за (3.28, 3.29) при роботі за дизельним циклом або за формулами (3.35, 3.36, 3.37) при роботі за газодизельним циклом.

Зупинка транспортного засобу та робота дизеля в режимі мінімальної частоти обертання.

Частота обертання колінчастого вала дизеля і положення важеля управління паливоподачею в цьому режимі відповідні значенням n_{min} та φ_{min} .

Годинна витрата палив, повітря та концентрації ШР розраховуються за поліноміальними залежностями (3.28–3.42), а масові викиди і витрата палива за час Δt визначається по залежностям (3.47–3.50, 3.52).

Оскільки витрата дизельного палива при роботі двигуна за дизельним циклом має складний характер для описання поліноміальними залежностями другого степеня було вирішено розділити її на дві частини: перша – витрата дизельного палива при роботі двигуна при навантаженні (3.35); друга – витрата дизельного палива при роботі двигуна в режимі активного холостого ходу:

$$G_{\text{дп}} = 0,48045 - 1,71819 \cdot 10^{-3} \cdot n_d + 8,09278 \cdot 10^{-4} \cdot M_k + 2,093254 \cdot 10^{-6} \cdot n_d^2 - 1,160714 \cdot 10^{-6} \cdot M_k^2 + 1,22549 \cdot 10^{-7} \cdot n_d \cdot M_k. \quad (3.58)$$

Таким чином, математична модель руху транспортного засобу за їздовими циклом при використанні на транспортному засобі дизеля або газодизеля включає ряд диференціальних рівнянь, які описують закономірності зміни швидкості транспортного засобу або частоти обертання колінчастого вала двигуна, і алгебраїчних рівнянь, які характеризують властивості різних факторів, що визначають рух транспортного засобу.

3.2 Перевірка поліноміальних залежностей, які описують паливну економічність, екологічні та енергетичні показники двигуна спеціального транспортного засобу

По навантажувальним характеристикам були побудовані поверхні, що показують залежність годинних витрат: дизельного палива, СПГ, повітря і концентрації у відпрацьованих газах оксиду вуглецю, вуглеводнів, оксиду азоту та димності ВГ від частоти обертання та ефективного крутного моменту двигуна рис. 3.1 – 3.7 використовуючи поліноміальні залежності.

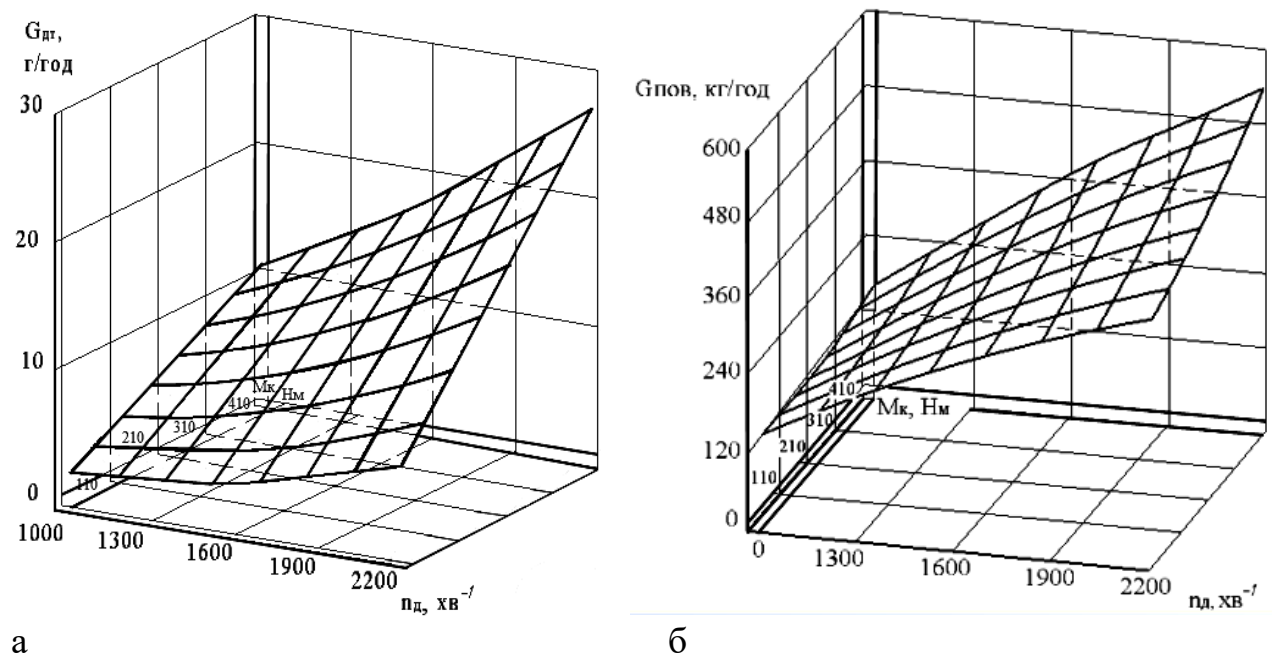
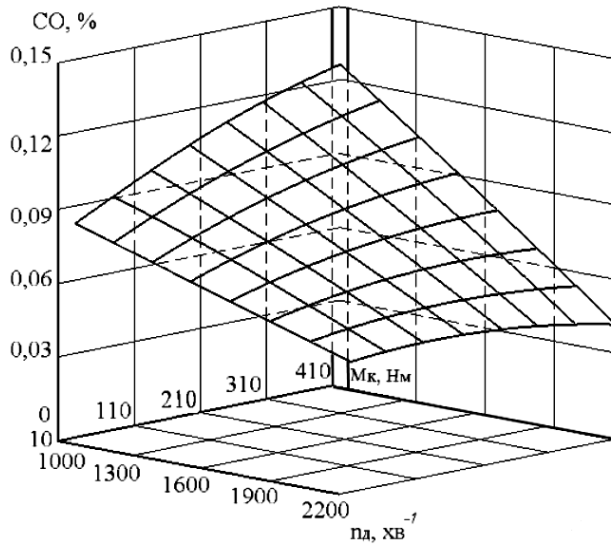
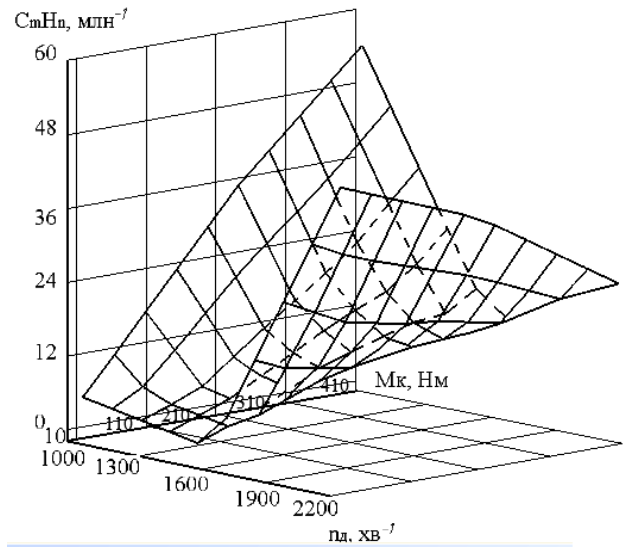


Рисунок 3.1 - Залежність витрати дизельного палива а) та повітря б) при роботі двигуна за дизельним циклом [19]

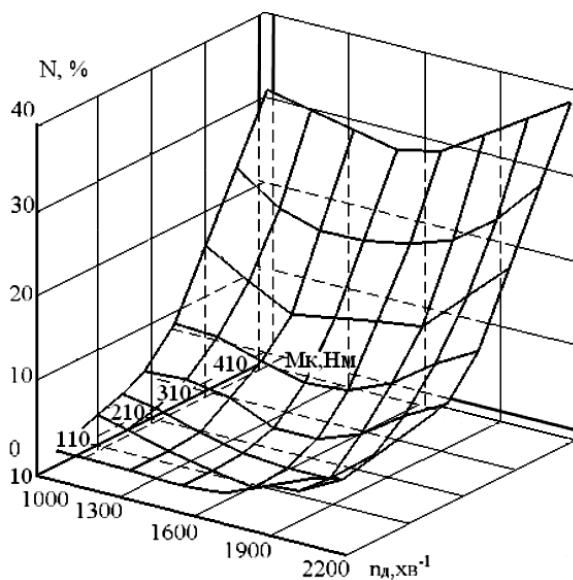


а

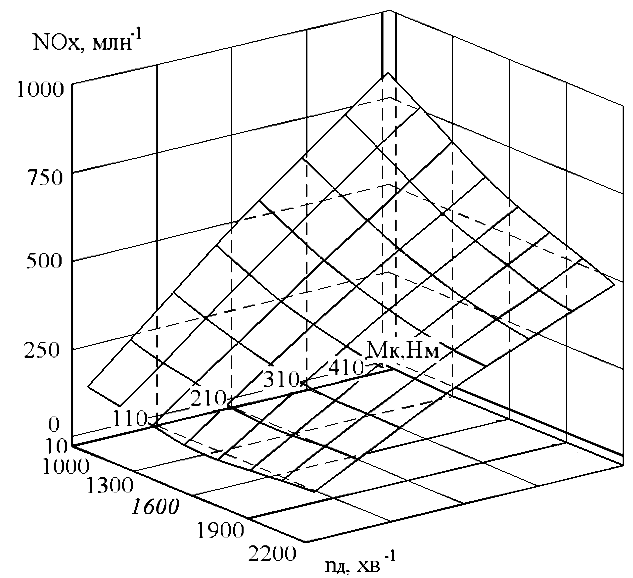


б

Рисунок 3.2 - Концентрація у відпрацьованих газах оксиду вуглецю а) та вуглеводнів (які вимірювались за методом інфрачервоної спектроскопії) б) при роботі двигуна за дизельним циклом

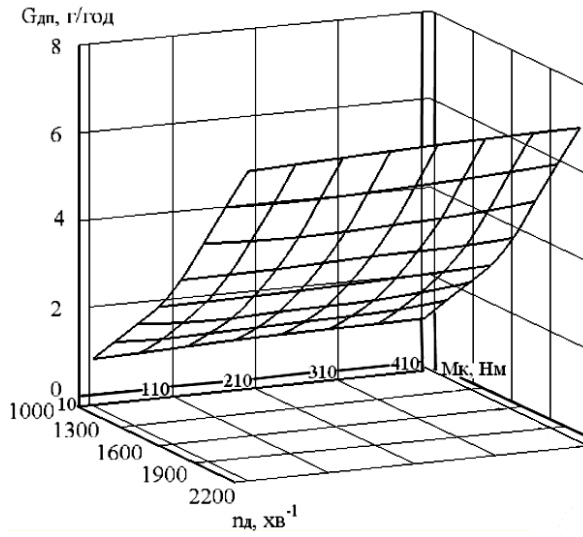


а

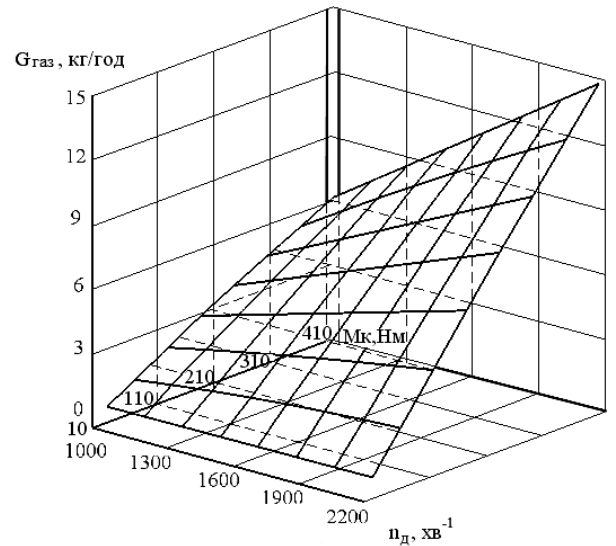


б

Рисунок 3.3 - Концентрація у відпрацьованих газах димності а) та оксидів азоту б) при роботі двигуна за дизельним циклом

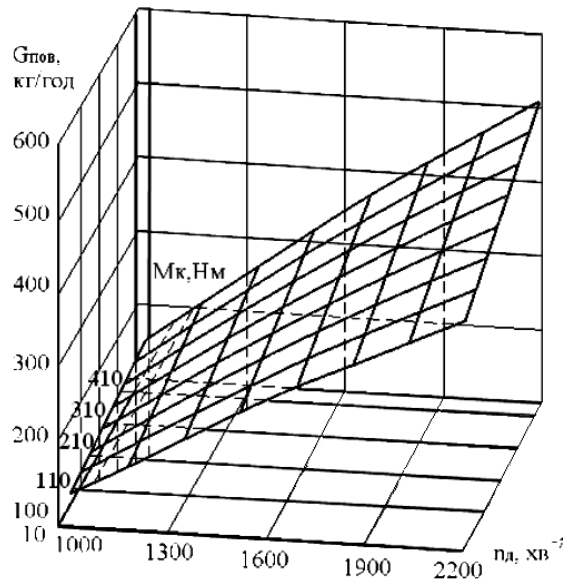


а

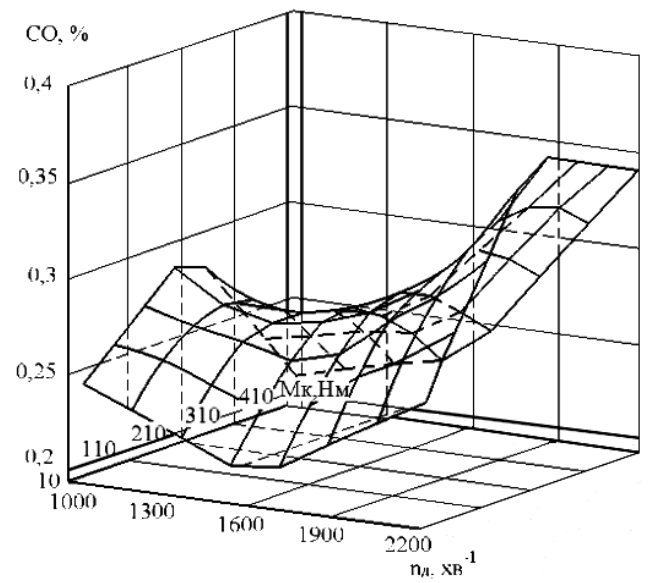


б

Рисунок 3.4 - Залежність витрати дизельного палива а) та СПГ б) при роботі двигуна за газодизельним циклом

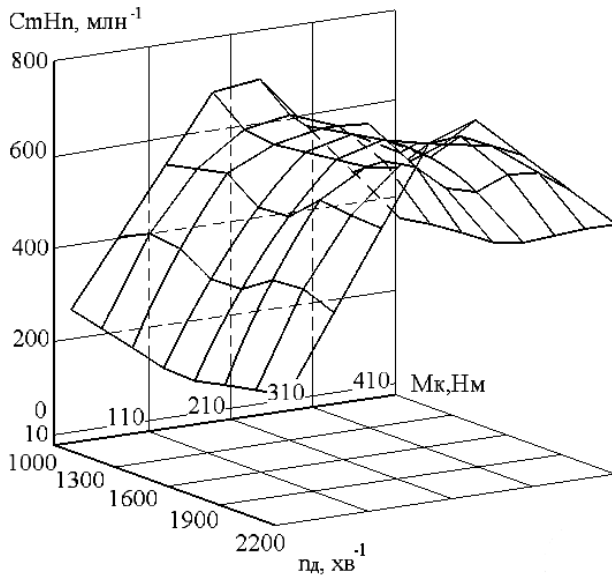


а

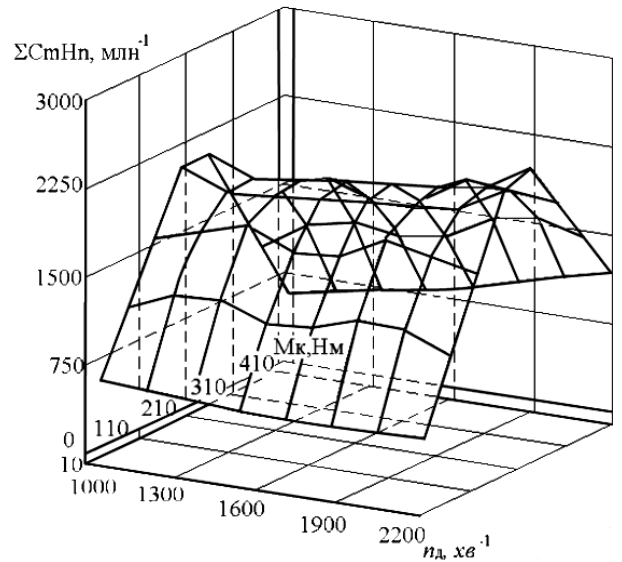


б

Рисунок 3.5 - Залежність витрати повітря а) та концентрація у відпрацьованих газах оксиду вуглецю б) при роботі двигуна за газодизельним циклом

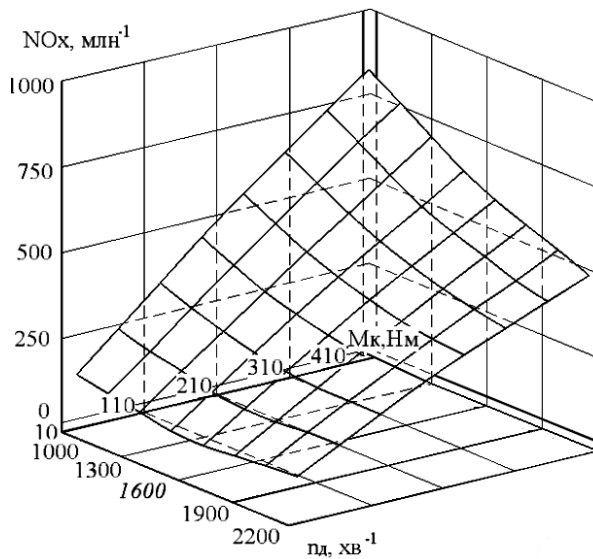


а

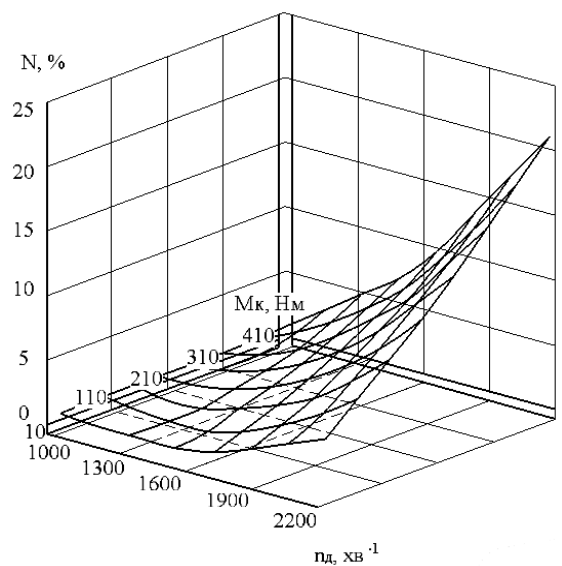


б

Рисунок 3.6 - Концентрація у відпрацьованих газах вуглеводнів (яка вимірювалась за методом інфрачервоної спектроскопії) а) та вуглеводнів (яка вимірювалась за методом полум'яно-іонізаційного допалювання) б) при роботі двигуна за газодизельним циклом



а



б

Рисунок 3.7 - Концентрація у відпрацьованих газах оксидів азоту а) та димності б) при роботі двигуна за газодизельним циклом

Висновки по третьому розділу

1. В умовах експлуатації на витрату палива і викиди шкідливих речовин транспортним засобом впливає велика кількість чинників. Тому для визначення витрати палива і викидів ШР був використаний системний підхід.

2. Уточнено математичну модель системи “водій-транспортний засіб-дорога” при русі військового вантажного автомобіля, обладнаного двигуном, що працює за дизельним і газодизельним циклами, за міським їздовим циклом.

3. В процесі уточнення математичної моделі, для імітації руху транспортного засобу в різних дорожніх умовах, було передбачено розрахунки перехідних процесів при використанні крутного моменту різної величини, що дало можливість оцінити вплив умов експлуатації на співвідношення витрат дизельного палива і СПГ.

4. Підтверджена адекватність отриманих поліноміальних залежностей, які описують двигун ЯМЗ-238ДЕ2, як джерело шкідливих викидів і споживача дизельного палива з використанням F – критерію Фішера.

5. Розроблено методику порівняльного аналізу паливної економічності, екологічних показників військовим вантажним автомобілем з дизелем при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами за міським їздовим циклом.

РОЗДІЛ 4

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ
ВИТРАТИ СПЕЦІАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН
ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ

4.1 Дослідження впливу на паливну економічність спеціальних транспортних машин в різних експлуатаційних умовах переведення двигуна на роботу за газодизельним циклом

Для дослідження конвертації дизеля у газодизель на паливну економічність військового вантажного автомобіля Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 в умовах експлуатації була використана математична модель руху спеціального транспортного засобу міським їздовим циклом загальною довжиною 1000 м.

В результаті проведення розрахунків за даною моделлю військового вантажного автомобіля Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 були отриманні в процесі руху автомобіля за їздовим циклом шлях S , м, залежності швидкості V , км/год при роботі двигуна автомобіля за дизельним і газодизельним циклами табл. 4.1 і 4.2 при завантаженні M_b від 0 до 7500 кг.

Таблиця 4.1 - Величини швидкості руху військового вантажного автомобіля Богдан 53162 та шляху їздового циклу S при роботі двигуна за дизельним циклом при різних завантаженнях

| № | $M_b = 0$ кг | | $M_b = 2500$ кг | | $M_b = 5000$ кг | | $M_b = 7500$ кг | |
|---|-----------------|---------|-----------------|---------|-----------------|---------|-----------------|---------|
| | V , км/ГОД | S , м | V , км/ГОД | S , м | V , км/ГОД | S , м | V , км/ГОД | S , м |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 11,3 | 1 | 11,2 | 2 | 11,2 | 2 | 11,2 | 2 |
| 3 | 10,5 | 5 | 10,5 | 5 | 10,5 | 5 | 10,5 | 6 |
| 4 | 18,6 | 10 | 18,6 | 11 | 18,6 | 13 | 18,6 | 14 |
| 5 | 17,9 | 16 | 17,9 | 17 | 17,9 | 19 | 17,9 | 20 |
| 6 | 30,0 | 32 | 30,0 | 41 | 30,0 | 48 | 30,0 | 54 |
| 7 | 30,0 | 128 | 30,0 | 124 | 30,0 | 124 | 30,0 | 124 |

Продовження табл. 4.1

| | | | | | | | | |
|----|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 8 | 35,0 | 141 | 35,0 | 140 | 35,0 | 142 | 35,0 | 144 |
| 9 | 35,0 | 254 | 35,0 | 249 | 35,0 | 248 | 35,0 | 248 |
| 10 | 15,0 | 297 | 15,0 | 305 | 15,0 | 309 | 15,0 | 314 |
| 11 | 15,0 | 353 | 15,0 | 349 | 15,0 | 347 | 15,0 | 347 |
| 12 | 30,0 | 376 | 30,0 | 383 | 30,0 | 387 | 30,0 | 394 |
| 13 | 29,6 | 386 | 29,9 | 393 | 29,9 | 396 | 29,8 | 403 |
| 14 | 50,0 | 468 | 50,0 | 533 | 50,0 | 574 | 50,0 | 613 |
| 15 | 50,0 | 700 | 50,0 | 700 | 50,0 | 700 | 50,0 | 700 |
| 16 | 25,0 | 801 | 25,0 | 828 | 25,0 | 840 | 25,0 | 850 |
| 17 | 25,0 | 975 | 25,0 | 973 | 25,0 | 975 | 25,0 | 975 |
| 18 | 0 | 1000 | 0 | 1000 | 0 | 1000 | 0 | 1000 |

Таблиця 4.2 – Величини швидкості руху військового вантажного автомобіля Богдан 53162 та шляху їздового циклу S при роботі двигуна за газодизельним циклом при різних завантаженнях

| № | M _b = 0 кг | | M _b = 2500 кг | | M _b = 5000 кг | | M _b = 7500 кг | |
|----|-----------------------|------|--------------------------|------|--------------------------|------|--------------------------|------|
| | V, км/ГОД | S, м | V, км/ГОД | S, м | V, км/ГОД | S, м | V, км/ГОД | S, м |
| 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 11,0 | 1 | 11,2 | 1 | 11,2 | 2 | 11,2 | 2 |
| 3 | 10,5 | 4 | 10,5 | 5 | 10,5 | 5 | 10,5 | 5 |
| 4 | 18,6 | 11 | 18,6 | 12 | 18,6 | 13 | 18,6 | 15 |
| 5 | 17,9 | 17 | 17,9 | 17 | 17,9 | 19 | 17,9 | 20 |
| 6 | 30,0 | 39 | 30,0 | 43 | 30,0 | 50 | 30,0 | 57 |
| 7 | 30,0 | 125 | 30,0 | 123 | 30,0 | 124 | 30,0 | 124 |
| 8 | 35,0 | 140 | 35,0 | 140 | 35,0 | 143 | 35,0 | 146 |
| 9 | 35,0 | 249 | 35,0 | 247 | 35,0 | 248 | 35,0 | 249 |
| 10 | 15,0 | 301 | 15,0 | 305 | 15,0 | 311 | 15,0 | 317 |
| 11 | 15,0 | 348 | 15,0 | 346 | 15,0 | 347 | 15,0 | 348 |
| 12 | 30,0 | 378 | 30,0 | 383 | 30,0 | 390 | 30,0 | 398 |
| 13 | 29,8 | 387 | 29,9 | 392 | 29,9 | 399 | 29,9 | 407 |
| 14 | 50,0 | 495 | 50,0 | 548 | 50,0 | 589 | 50,0 | 622 |
| 15 | 50,0 | 700 | 50,0 | 700 | 50,0 | 700 | 50,0 | 700 |
| 16 | 25,0 | 810 | 25,0 | 833 | 25,0 | 844 | 25,0 | 853 |
| 17 | 25,0 | 975 | 25,0 | 975 | 25,0 | 975 | 25,0 | 975 |
| 18 | 0 | 1000 | 0 | 1000 | 0 | 1000 | 0 | 1000 |

За результатами даних таблиць 4.1 та 4.2 були побудовані залежності швидкості руху за міським їздовим циклом військового вантажного

автомобіля Богдан 53162 відтворені шляхом розрахунку на математичній моделі при роботі за дизельним і газодизельним циклами рис. 4.1.

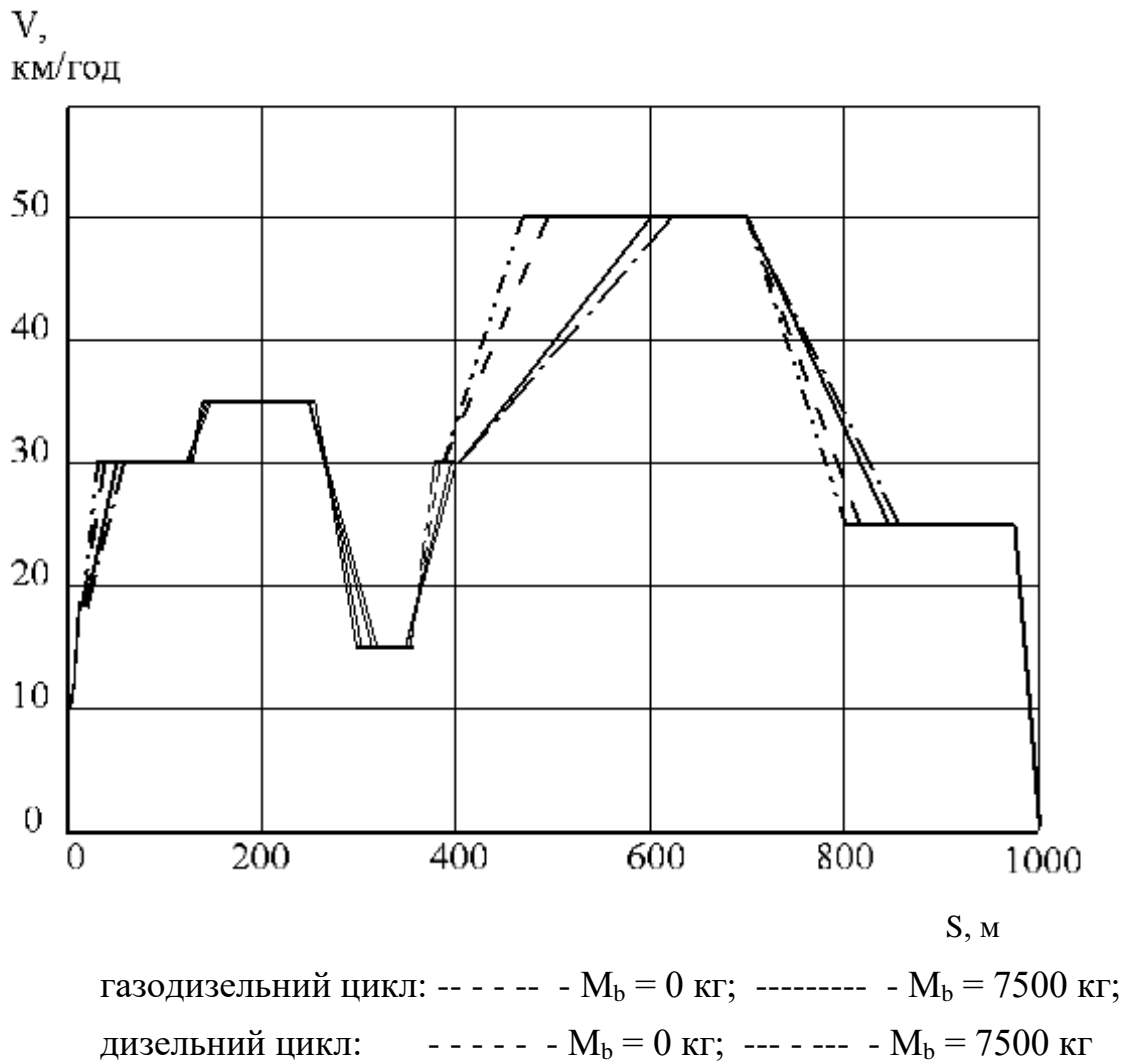


Рисунок 4.1 - Залежність швидкості руху військового вантажного автомобіля Богдан 53162 в їздовому циклі при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами при різних завантаженнях [20]

Як видно з показаних залежностей характер руху військового вантажного автомобіля Богдан 53162 при роботі за дизельним циклом майже не відрізняється від руху при роботі за газодизельним циклом при збільшенні навантаження, оскільки залежність значення крутного моменту від частоти обертання колінчастого вала двигуна і положення важеля керування паливоподачею майже однакова для обох циклів. При розгоні автомобіля на

четверті передачі спостерігається різниця. Це пояснюється різницею у масі спорядженого автомобіля до і після переобладнання, яка становить 500 кг.

При імітації руху військового вантажного автомобіля Богдан 53162 в процесі розрахунку на математичній моделі за їздовим циклом з використанням результатів експериментальних досліджень були отримані дані, що характеризують військовий вантажний автомобіль Богдан 53162 як споживача дизельного палива та СПГ при значеннях завантаження M_b від 0 до 7500 кг (табл. 4.3).

Таблиця 4.3 – Порівняльні результати витрати дизельного палива та СПГ військового вантажного автомобіля Богдан 53162 за їздовим циклом при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами при різних завантаженнях

| Параметр | M_b , кг | | | | |
|-------------------------------------|------------|--------|--------|--------|--------|
| | 0 | 2000 | 4000 | 6000 | 7500 |
| Дизельний цикл | | | | | |
| $G_{дп}$, кг | 0,1783 | 0,1938 | 0,2087 | 0,2232 | 0,2370 |
| Газодизельний цикл | | | | | |
| $G_{дп}$, кг | 0,1055 | 0,1160 | 0,1290 | 0,1415 | 0,1532 |
| $G_{газ}$, кг | 0,0680 | 0,0670 | 0,0658 | 0,0644 | 0,0630 |
| Зменшення витрати дизельного палива | | | | | |
| % | 62 | 65 | 68 | 71 | 73 |

Була побудована залежність теплоти згоряння паливоповітряної суміші при роботі за дизельним і газодизельним циклами при різних навантаженнях на основі отриманих результатів та використовуючи нижчі теплоти згоряння дизельного палива та СПГ (рис. 4.2).

Як видно з рисунку 4.2 сумарна теплота згоряння паливоповітряної суміші більша за газодизельним циклом ніж при роботі за дизельним циклом. При зростанні навантаження різниця зменшується, так при навантаженні $M_b = 0$ кг різниця становить 6,3%, а при максимальному навантаженні, $M_b = 7500$ кг, різниця становить 0,8%.

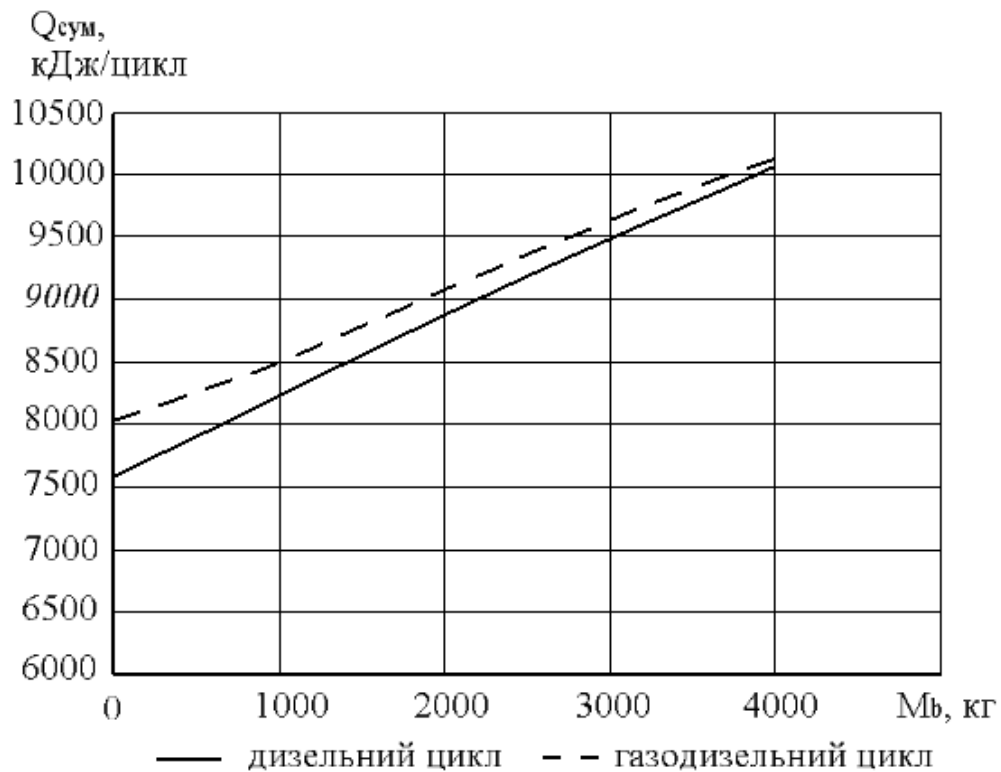


Рисунок 4.2 - Залежність за цикл від навантаження військового вантажного автомобіля Богдан 53162 теплоти згорання паливоповітряної суміші при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами

4.2 Вплив на екологічні показники військового вантажного автомобіля Богдан 53162 переведення двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 на роботу за газодизельним циклом

Для повного аналізу усіх аспектів переобладнання дизеля в газодизель крім енергетичних показників та паливної економічності автомобіля необхідно також дослідити екологічні показники автомобіля в умовах експлуатації.

Провівши розрахунки на математичній моделі, було визначено масові викиди оксиду вуглецю CO , вуглеводнів C_mH_n , оксидів азоту NO_x , твердих частинок C , викиди ШР при русі за міським їздовим циклом. Розрахунки проводились при різних навантаженнях. За ступенем впливу на організм

людини кожній шкідливій речовині властива певна агресивність, яку враховують коефіцієнтом відносної агресивності R , значення яких наведено у табл. 4.4. За одиницю відносної агресивності прийнято агресивність оксиду вуглецю.

Таблиця 4.4 – Значення коефіцієнтів відносної агресивності R основних шкідливих речовин

| № | Шкідлива речовина | R |
|---|---|------|
| 1 | Оксид вуглецю, CO | 1,0 |
| 2 | Оксиди азоту у перерахунку за масою на NO_2 | 41,1 |
| 3 | Леткі низькомолекулярні вуглеводні C_mH_n | 3,16 |
| 4 | Сажа без домішок, C | 41,5 |

За масовими викидами шкідливих речовин з урахуванням їх коефіцієнта відносної агресивності, розраховано сумарні масові викиди, зведені до CO в умовних грамах за цикл. Значення масових викидів оксиду вуглецю CO , вуглеводнів C_mH_n , оксидів азоту NO_x , твердих частинок C та сумарні питомі викиди, приведені до оксиду вуглецю ΣCO у залежності від завантаження наведені у табл. 4.5 та 4.6, за даними яких були побудовані залежності сумарних викидів ШР від завантаження рис. 4.3 – 4.9.

Таблиця 4.5 - Значення викидів ШР та сумарних питомих викидів, приведених до оксиду вуглецю ΣCO з урахуванням коефіцієнтів відносної агресивності за їздовий цикл в залежності від завантаження військового вантажного автомобіля Богдан 53162 при роботі двигуна за дизельним циклом

| Параметр | M_b , кг | | | | |
|--|------------|---------|--------|--------|---------|
| | 0 | 2000 | 4000 | 6000 | 7500 |
| CO , г/цикл | 4,9522 | 5,0482 | 5,16 | 5,2881 | 5,43 |
| C_mH_n , г/цикл | 0,0734 | 0,0747 | 0,0759 | 0,0771 | 0,0783 |
| ΣC_mH_n , г/цикл | 0,0259 | 0,0245 | 0,0234 | 0,0225 | 0,0219 |
| NO_x , г/цикл | 4,8996 | 5,3791 | 5,8763 | 6,3943 | 6,94 |
| C , г/цикл | 0,00012 | 0,00015 | 0,0002 | 0,0002 | 0,00023 |
| ΣCO , у.г/цикл (C_mH_n) | 206,563 | 226,37 | 246,92 | 268,34 | 290,78 |
| ΣCO , у.г/цикл (ΣC_mH_n) | 206,413 | 226,21 | 246,75 | 268,17 | 290,6 |

Таблиця 4.6 – Значення викидів ШР та сумарних питомих викидів, приведених до оксиду вуглецю ΣCO з урахуванням коефіцієнтів відносної агресивності за їздовий цикл в залежності від завантаження військового вантажного автомобіля Богдан 53162 при роботі двигуна за газодизельним циклом

| Параметр | M_b , кг | | | | |
|--|------------|---------|---------|---------|---------|
| | 0 | 2000 | 4000 | 6000 | 7500 |
| CO, г/цикл | 18,99 | 19,17 | 19,18 | 19,2 | 19,3 |
| C_mH_n , г/цикл | 1,9 | 1,9786 | 2,02 | 2,03 | 2,07 |
| ΣC_mH_n , г/цикл | 6,005 | 6,2366 | 6,29 | 6,33 | 6,38 |
| NO_x , г/цикл | 3,48 | 3,9 | 4,3 | 4,7 | 4,96 |
| S, г/цикл | 0,00007 | 0,00008 | 0,00008 | 0,00009 | 0,00009 |
| ΣCO , у.г/цикл (C_mH_n) | 168,39 | 185,75 | 202,69 | 219,17 | 229,61 |
| ΣCO , у.г/цикл (ΣC_mH_n) | 181,34 | 199,2 | 216,32 | 232,64 | 243,25 |

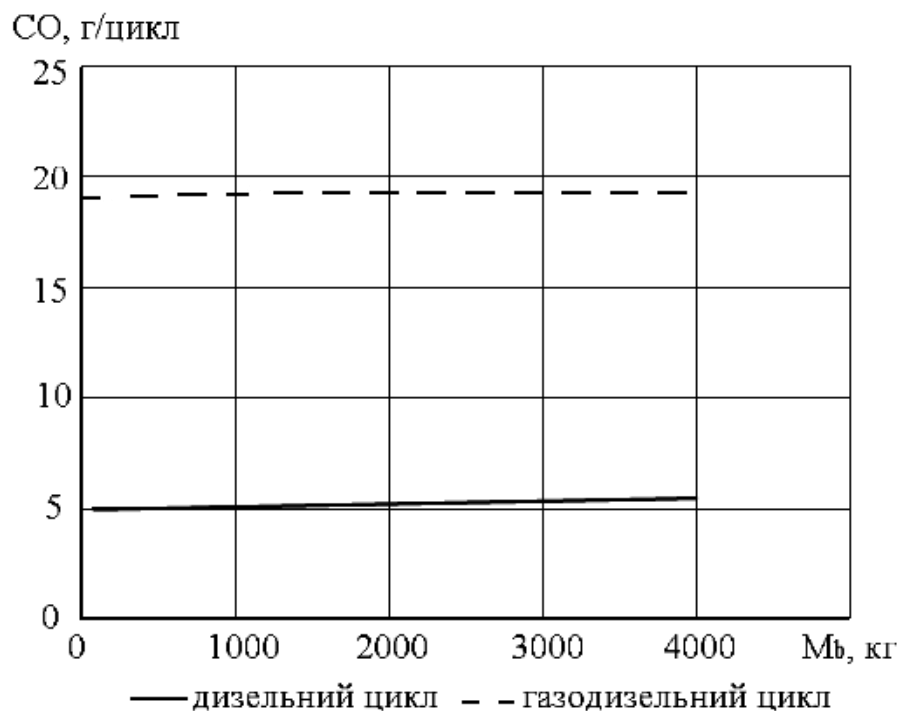


Рисунок 4.3 - Залежність масових викидів CO за цикл, в залежності від навантаження при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами

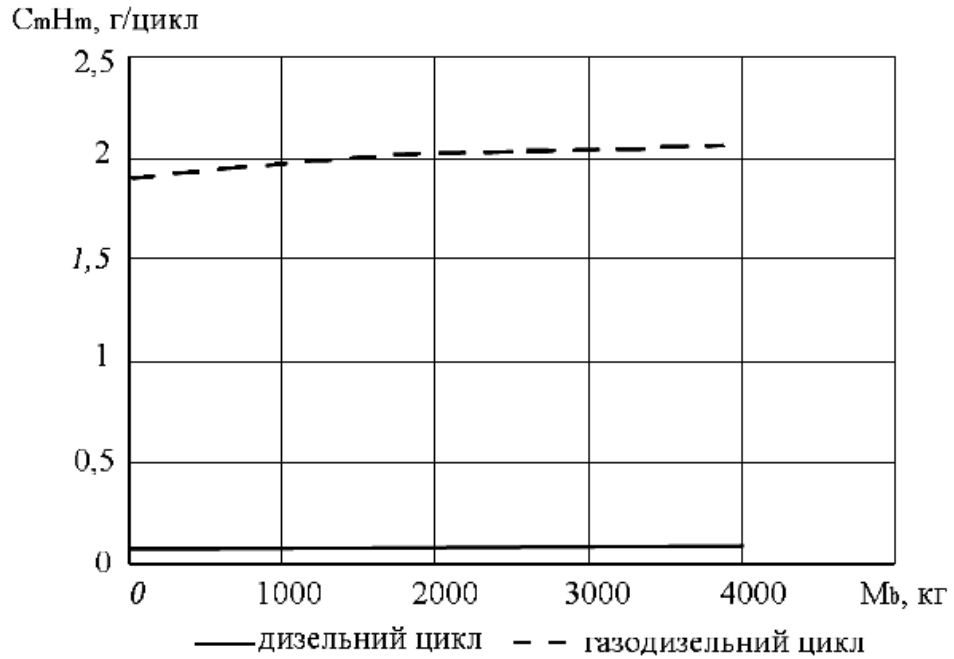


Рисунок 4.4 - Залежність масових викидів C_mH_n (які вимірювались за методом інфрачервоної спектроскопії) за цикл, в залежності від завантаження при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами

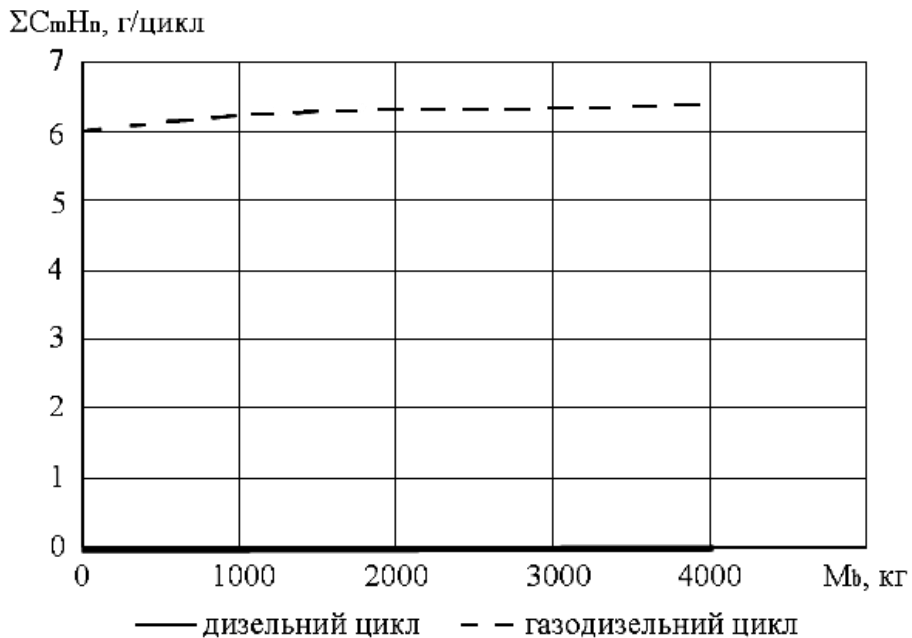


Рисунок 4.5 - Залежність масових викидів ΣC_mH_n за цикл, в залежності від завантаження при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами

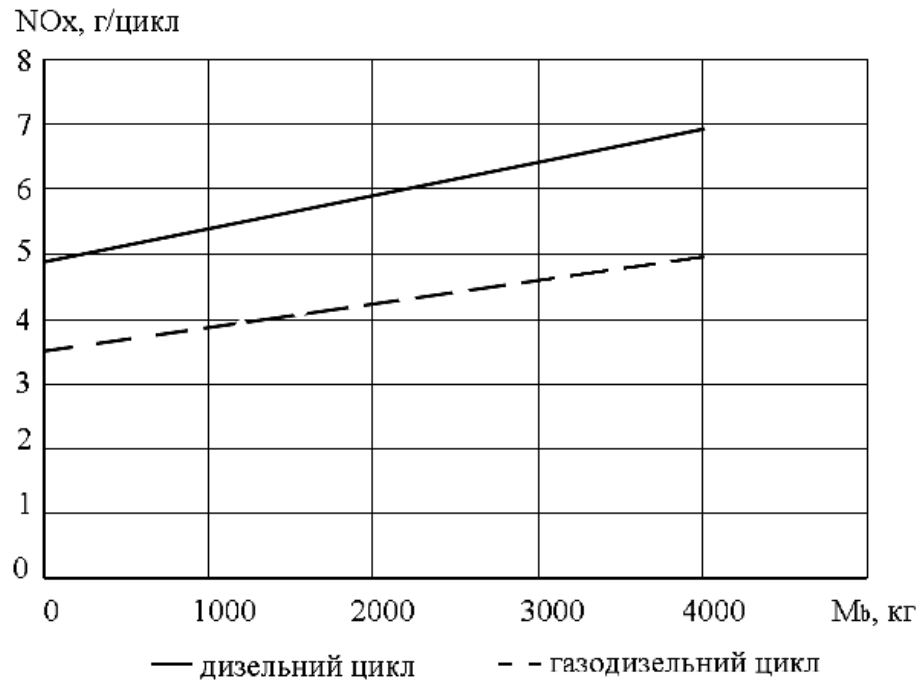


Рисунок 4.6 - Залежність масових викидів NO_x за цикл, в залежності від завантаження при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами

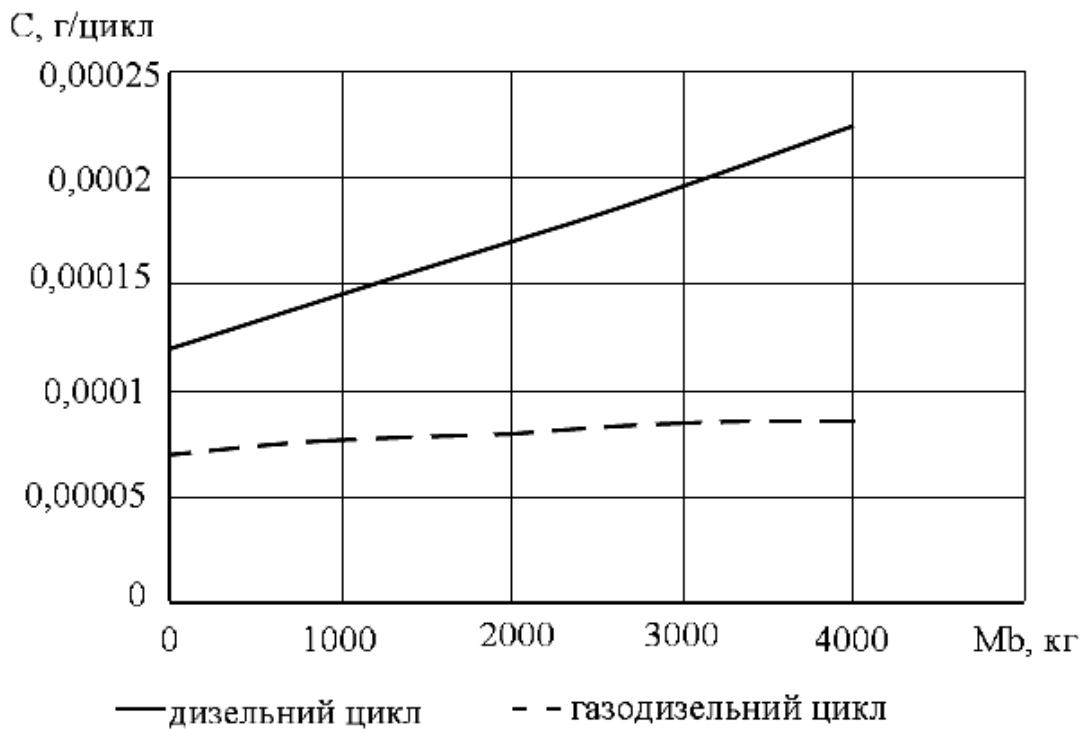


Рисунок 4.7 - Залежність масових викидів твердих частинок С за цикл, в залежності від завантаження при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами

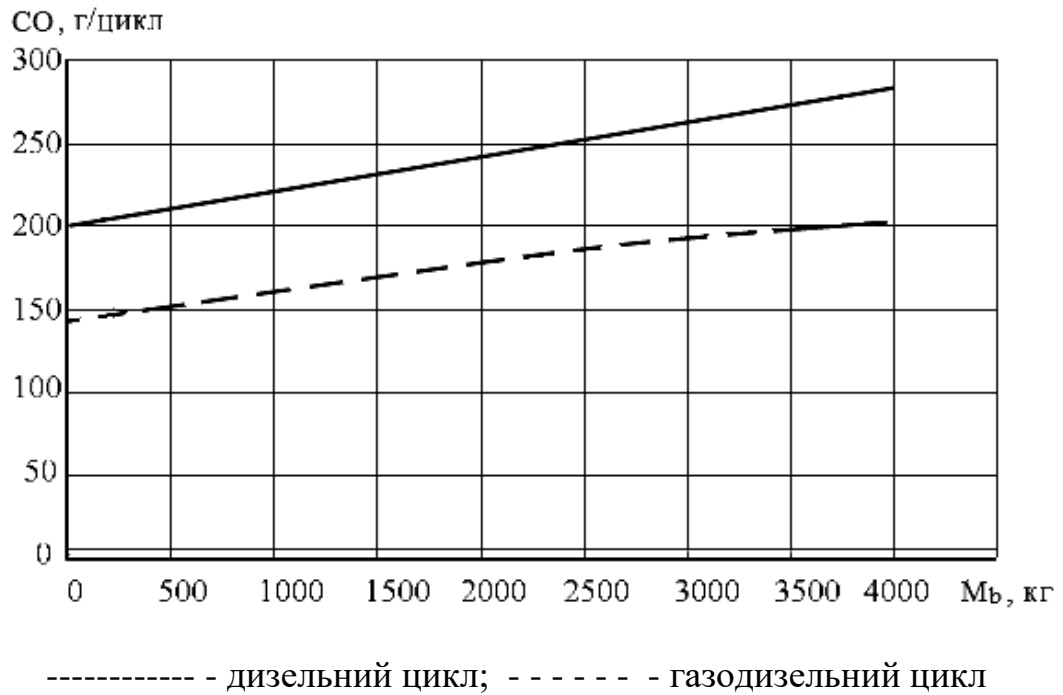


Рисунок 4.8 - Залежність масових викидів шкідливих речовин за цикл, приведених до CO від завантаження при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами

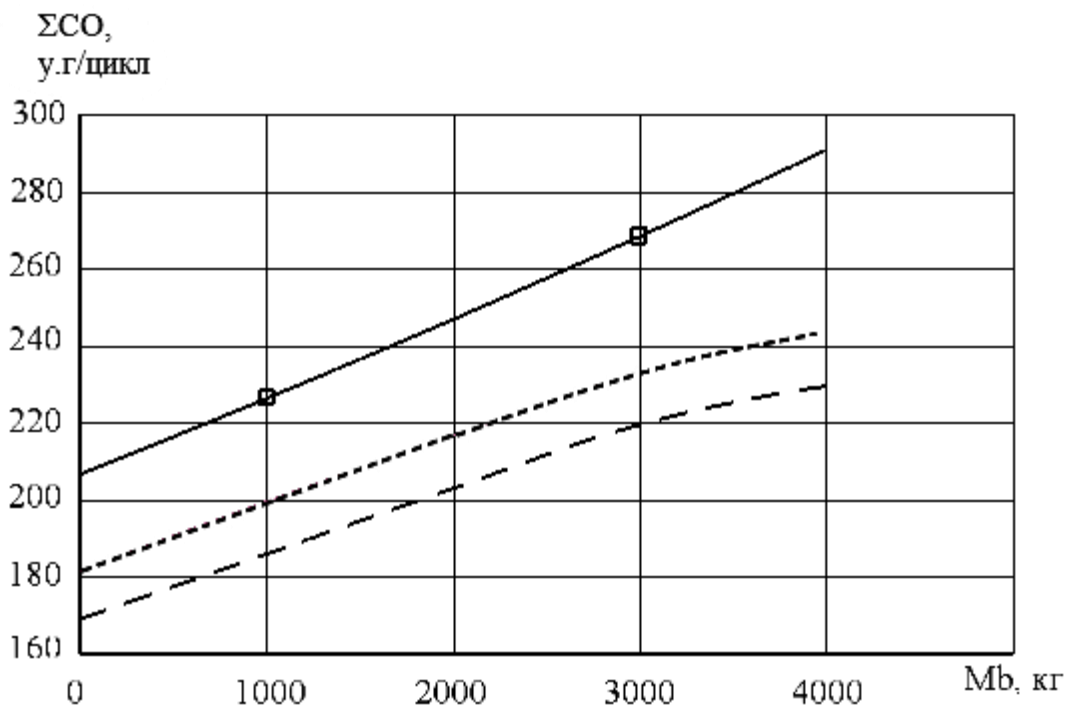


Рисунок 4.9 - Залежність сумарних питомих викидів приведених до CO за їздовий цикл, в залежності від завантаження при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами

Характер кривих масових викидів СО в залежності від завантаження майже однаковий, як при роботі за дизельним так і за газодизельним циклами, але при роботі за газодизельним циклом значення СО більші у 3,5 рази і досягають свого максимуму 19,3 г/цикл і 5,43 г/цикл при роботі за газодизельним і дизельним циклом відповідно при навантаженні, що дорівнює 7500 кг.

Значення масових викидів C_mH_n (виміряних за методом інфрачервоної спектроскопії) при роботі за газодизельним циклом у декілька разів більше у межах всієї навантажувальної характеристики у порівнянні з роботою за дизельним циклом. Максимальне значення масових викидів C_mH_n при роботі за газодизельним циклом становить 2,07 г/цикл при завантаженні 7500 кг.

Характер кривих масових викидів ΣC_mH_n (виміряних за методом полум'яно-іонізаційного допалювання) такий самий, як і у масових викидів C_mH_n (виміряних за методом інфрачервоної спектроскопії), але його значення значно більші і досягають свого максимального значення при завантаженні 4000 кг при роботі за газодизельним циклом – 6,38 г/цикл і 0,0219 г/цикл при роботі за дизельним циклом.

На відміну від оксиду вуглецю та вуглеводнів при роботі за газодизельним циклом масові викиди оксидів азоту за цикл менші ніж при роботі за дизельним циклом. Максимальне значення масових викидів оксидів азоту при роботі за дизельним циклом при завантаженні 7500 кг становить 6,94 г/цикл у порівнянні з 4,96 г/цикл при роботі за газодизельним циклом.

Залежність масових викидів твердих частинок С за цикл при роботі двигуна за газодизельним циклом при різних завантаженнях майже стала. Мінімум - 0,00007 грам/цикл спостерігається при русі автомобіля без завантаження, а максимум – при повному завантаженні 7500 кг - 0,000085 грам/цикл.

Залежність масових викидів твердих частинок С за цикл при роботі двигуна за дизельним циклом при різних завантаженнях постійно зростаюча, досягає свого максимуму 0,000225 г/цикл при максимальному завантаженні 7500 кг.

На рис. 4.8 пунктиром означені сумарні питомі викиди перераховані до ΣCO в яких вуглеводні $\Sigma\text{C}_m\text{H}_n$, які вимірювались за методом полум'яно-іонізаційного допалювання.

Аналізуючи табл. 4.6–4.9 видно, що сумарні питомі викиди ШР, приведені до оксиду вуглецю ΣCO майже цілком залежать від величини масових викидів оксидів азоту та його коефіцієнта відносної агресивності R. Саме завдяки цьому сумарні питомі викиди ШР приведені до оксиду вуглецю при роботі за дизельним циклом більші у порівнянні з роботою за газодизельним циклом. Різниця становить при максимальному завантаженні 16% , при роботі без завантаження 12% (враховувались вуглеводні $\Sigma\text{C}_m\text{H}_n$ виміряні за методом полум'яно-іонізаційного допалювання) та 21% при максимальному завантаженні і 18% при роботі без завантаження (враховувались вуглеводні C_mH_n виміряні за методом інфрачервоної спектроскопії).

Для прогнозу споживання дизельного палива і СПГ, при роботі за дизельним і газодизельним циклом, в залежності від умов експлуатації, були проведені розрахунки паливної економічності з урахуванням крутного моменту, який визначається від зовнішнього навантаження. В якості показника зовнішнього навантаження було вибрано положення важеля управління паливоподачею (рис. 4.10). Розрахунки проводились при значенні завантаження $M_b = 4000$ кг.

Як видно з рис. 4.10 відсоток заміщення дизельного палива, при значенні завантаження $M_b = 4000$ кг, змінюється в незначних межах від 63% до 68,5%, в залежності від положення важеля керування паливоподачею.

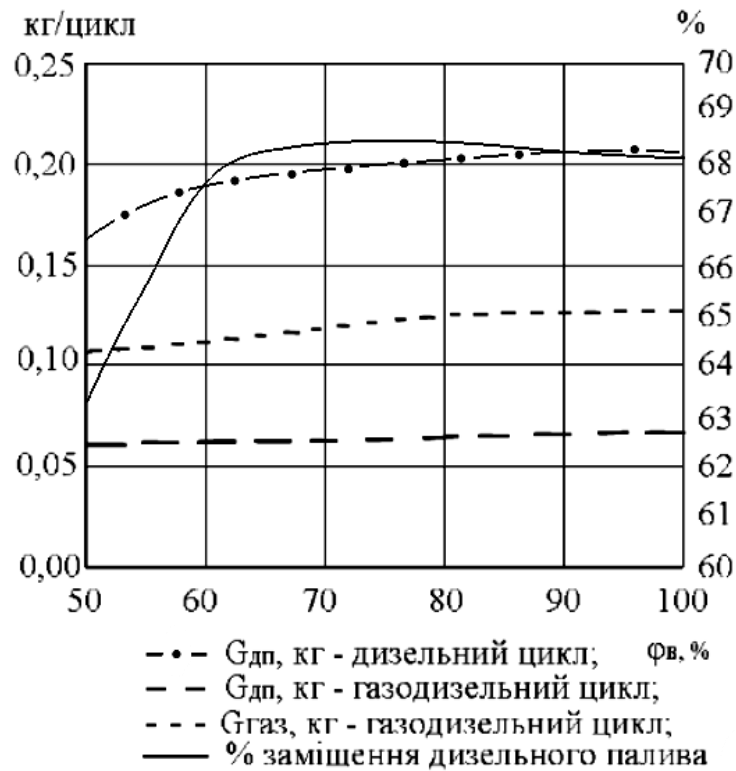


Рисунок 4.10 - Залежність витрати дизельного палива і СПГ за їздовий цикл, в залежності від положення важеля паливоподачі

Крім витрати дизельного палива і СПГ, було розраховано сумарні питомі викиди ШР, приведені до оксиду вуглецю ΣCO (рис. 4.11).

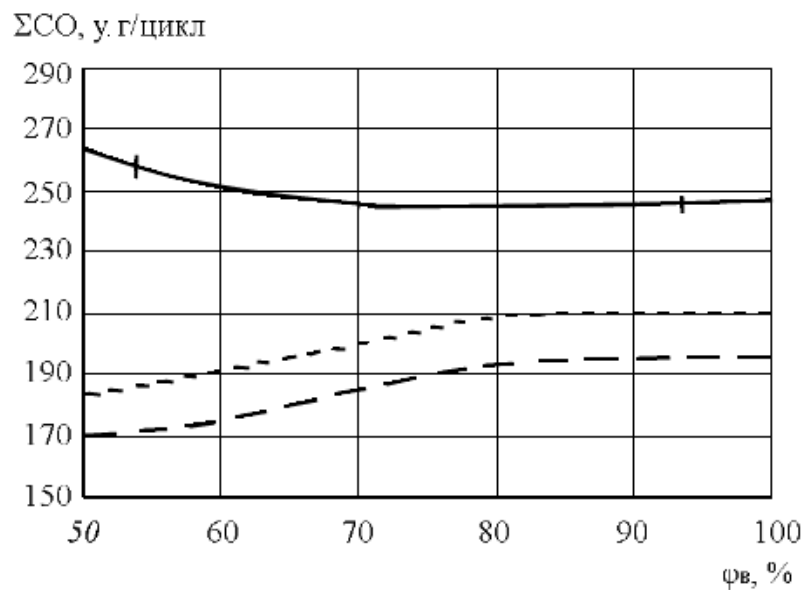


Рисунок 4.11 - Залежність сумарних питомих викидів приведених до CO за їздовий цикл, в залежності від положення важеля паливоподачі при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами

Як видно з показаних залежностей, при роботі двигуна за газодизельним циклом, найменші сумарні питомі викиди приведені до СО при $\varphi_{\text{в}} = 50\%$. При цьому ж значенні $\varphi_{\text{в}}$ спостерігається найбільші сумарні питомі викиди приведені до СО при роботі двигуна за дизельним циклом.

4.3 Рекомендації щодо зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єданого центру матеріально-технічного забезпечення використанням альтернативних палив

Наступні фактори свідчать на користь переобладнання дизеля ЯМЗ-238ДЕ2 в газодизель:

- збільшення терміну експлуатації моторної оливи та фільтрів;
- у порівнянні з дизельним паливом порівняно невелика вартість СПГ, і, як наслідок, зниження паливної складової в експлуатаційних витратах;
- збільшення міжремонтного пробігу двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 в наслідок більш м'якої роботи;
- зменшення виплат за забруднення навколишнього середовища;
- збереження енергетичних параметрів на рівні базового двигуна;
- економія до 75% дизельного палива за рахунок заміни його СПГ.

Недоліки конвертування дизелів транспортних засобів в газодизелі:

- внаслідок зниження вантажопідйомності зниження продуктивності транспортних засобів та збільшення холостих пробігів пов'язаних з необхідністю заправки СПГ;
- за рахунок встановлення газобалонного обладнання збільшення вартості військових вантажних автомобілів, і, відповідно, збільшення витрат на технічне обслуговування та амортизаційні відрахування;
- необхідність періодичних перевірок газових балонів;

Дати чіткі рекомендації стосовно доцільності переобладнання дизеля в газодизель, як видно з вище наведеного, є дуже непростим завданням.

Велику кількість позитивних і негативних моментів, кожен з яких сам по собі є вельми специфічним і залежить від багатьох факторів повинна враховувати відповідь.

Очікування економічного ефекту це - головний чинник, який спонукає до конвертації дизеля в газодизель. Він досягається за рахунок заміни на більш дешеве паливо – СПГ дизельного палива. На сьогоднішній день вартість ДП становить 54 грн/л, при вартості СПГ - 36 грн/м³.

Економічний ефект, розрахований на 100 км пробігу є найбільш універсальним показником ефективності переобладнання військових вантажних автомобілів Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 для роботи за газодизельним циклом. Результати розрахунків, які дають можливість оцінити економічну доцільність переобладнання, враховуючи ціну на ДП та СПГ наведено в табл. 4.7, 4.8, вихідні дані для розрахунку взяті з табл. 4.6.

Таблиця 4.7 – В залежності від пробігу та завантаження витрати грн/добу при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним циклом

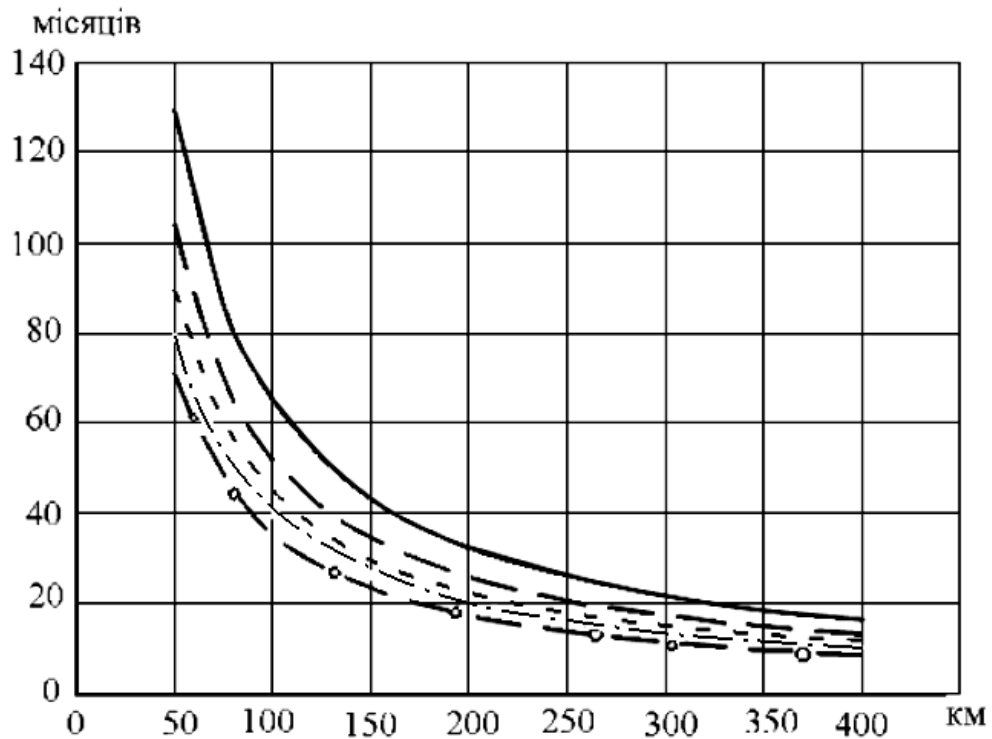
| Пробіг, км | Маса вантажу, кг | | | | |
|------------|------------------|---------|---------|---------|---------|
| | 0 | 2000 | 4000 | 6000 | 7500 |
| 50 | 589,35 | 640,53 | 690,03 | 737,90 | 783,36 |
| 75 | 884,01 | 960,87 | 1035,16 | 1106,87 | 1174,97 |
| 100 | 1178,71 | 1281,09 | 1380,16 | 1475,84 | 1566,62 |
| 125 | 1473,39 | 1601,40 | 1725,16 | 1844,91 | 1958,33 |
| 150 | 1768,06 | 1921,61 | 2070,19 | 2213,84 | 2349,98 |
| 175 | 2062,74 | 2241,96 | 2415,19 | 2582,81 | 2741,59 |
| 200 | 2359,46 | 2562,17 | 2760,32 | 2951,78 | 3133,20 |
| 225 | 2652,10 | 2882,49 | 3105,32 | 3320,75 | 3524,78 |
| 250 | 2946,78 | 3202,70 | 3450,32 | 3689,68 | 3916,46 |
| 275 | 3241,45 | 3523,08 | 3795,42 | 4058,58 | 4308,14 |
| 300 | 3536,00 | 3843,02 | 4140,52 | 4427,82 | 4699,82 |
| 325 | 3830,78 | 4163,64 | 4485,62 | 4796,72 | 5091,50 |
| 350 | 4125,56 | 4483,92 | 4830,38 | 5165,62 | 5483,18 |

Таблиця 4.8 – В залежності від пробігу та завантаження витрати грн/добу при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за газодизельним циклом

| Пробіг, км | Маса вантажу, кг | | | | |
|------------|------------------|---------|---------|---------|---------|
| | 0 | 2000 | 4000 | 6000 | 7500 |
| 50 | 467,94 | 488,78 | 514,96 | 539,34 | 561,58 |
| 75 | 701,93 | 733,24 | 772,41 | 809,00 | 842,42 |
| 100 | 935,85 | 977,67 | 1029,83 | 1078,68 | 1123,16 |
| 125 | 1169,87 | 1222,03 | 1287,38 | 1348,34 | 1404,00 |
| 150 | 1403,79 | 1466,45 | 1544,79 | 1618,03 | 1684,73 |
| 175 | 1637,81 | 1710,91 | 1802,24 | 1887,58 | 1965,57 |
| 200 | 1871,70 | 1955,24 | 2059,65 | 2157,23 | 2246,41 |
| 225 | 2105,72 | 2199,70 | 2317,20 | 2426,92 | 2527,15 |
| 250 | 2339,64 | 2444,16 | 2574,62 | 2696,57 | 2807,99 |
| 275 | 2573,66 | 2688,48 | 2832,06 | 2966,23 | 3088,73 |
| 300 | 2807,58 | 2932,94 | 3089,58 | 3235,92 | 3369,57 |
| 325 | 3041,61 | 3177,37 | 3347,03 | 3505,74 | 3650,24 |
| 350 | 3275,49 | 3421,76 | 3604,34 | 3775,36 | 3931,08 |

Як видно, навіть при повному навантаженні витрати при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за газодизельним циклом менші ніж при роботі за дизельним циклом без завантаження. Але при переобладнанні двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 велику роль відіграє вартість переобладнання. На даний момент вартість комплекту газодизельної апаратури, семи газових балонів та роботи по переобладнанню становить 28000 грн.

На рис. 4.12 показані результати розрахунків терміну окупності в місяцях в залежності від добового пробігу та завантаження із розрахунку 23 робочих дні на місяць.



----- - 0 кг; - - - - - 2000 кг; - - - - - 4000 кг; - - - - - 6000 кг-- o -- - 7500 кг

Рисунок 4.12 - Термін окупності в місяцях в залежності від добового пробігу та завантаження

Як видно з рисунку, навіть при неповному завантаженні автомобіля (2000-4000 кг) і добовому пробігу 225-250 км період окупності переобладнання складає 15-20 місяців.

Також до уваги необхідно прийняти постійну зміну вартості дизельного палива і СПГ. На жаль, спрогнозувати динаміку цін на ці палива неможливо. Для того щоб мати уяву про співвідношення цін на дизельне паливо і СПГ, при якому доцільно переобладнання, було розраховано максимально допустиму вартість СПГ, при якій доцільне переобладнання, в залежності від вартості дизельного палива:

$$C_{\text{СПГ}} = (V_{\text{ДП}_d} - V_{\text{ДП}_{гд}} - \frac{V_{\text{переобл}}}{n_{\text{міс}} \cdot n_{\text{днів}}}) \cdot \frac{\rho_{\text{СПГ}}}{G_{\text{СПГ}_{гд}} \cdot S}, \quad (4.1)$$

де $V_{\text{ДП}_d}$ – добові витрати на дизельне паливо, при роботі двигуна за дизельним циклом, грн/добу (табл. 4.10);

$V_{\text{ДП_гд}}$ – добові витрати на дизельне паливо, при роботі двигуна за газодизельним циклом, грн/добу (табл. 4.7);

$V_{\text{переобл}}$ – вартість переобладнання;

$n_{\text{міс}}$ – термін окупності, міс;

$n_{\text{днів}}$ – кількість робочих днів в місяці;

$\rho_{\text{СПГ}}$ – густина СПГ, кг/м³;

$G_{\text{СПГ_гд}}$ – витрата СПГ, при роботі двигуна за газодизельним циклом, кг/км; (табл. 4.11);

S – добовий пробіг, км/добу.

При розрахунку максимально допустимої вартості СПГ завантаженість автомобіля була прийнята 4000 кг при середньодобовому пробігу 250 км. Залежність розраховано з урахуванням терміну окупності 2 роки.

Окрім економічного ефекту, який отримує 137 об'єднаний центр матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив необхідно враховувати соціально-економічні збитки, що завдаються докільню забрудненням повітря ШВ автомобільним транспортом.

Оцінення в грошових одиницях негативних змін навколишнього середовища внаслідок його забруднення - це соціально-економічний збиток. Його прояви полягають у погіршенні здоров'я людини, зменшенні врожайності сільськогосподарських культур та інше.

До соціально-економічного збитку входять наступні види витрат:

- витрати через зміни в навколишньому природному середовищі;
- кошти на відновлення природного середовища до попереднього стану;
- витрати майбутнього суспільства, зумовлені незворотними втратами певних ресурсів.

Розрахунок за певний період часу здійснюють збиток завданий основними шкідливими викидами автомобільного транспорту докільню. Залежність, за якою здійснюють розрахунки збитку:

$$Y = \gamma \cdot \sigma \cdot \Sigma G_i \cdot R_i \cdot f, \text{ грн} \quad (4.2)$$

де Y – оцінка збитку, грн;

σ – безрозмірний коефіцієнт відносної небезпеки, в залежності від території забруднення;

γ – величина, що визначає завдану шкоду однією умовною тонною забруднюючих речовин, грн/умов.т;

f – коефіцієнт, що враховує характер розсіювання газоподібних забруднюючих речовин та частинок в атмосфері, для газоподібних речовин, що викидають автомобілі $f = 1,49$;

ΣG_i – маса i -ї забруднюючої речовини, що викидає автомобіль за певний період;

R_i – коефіцієнт відносної агресивності i -ї забруднюючої речовини.

Коефіцієнт γ – це і є фактично економічний збиток від забруднення однією умовною тонною забруднюючої речовини, який мають встановлювати законодавчо і кількісно визначати із врахуванням індексації, в розрахунках прийняте значення – 123,0 грн/умовн.т.

Значення коефіцієнта σ наведено у табл. 4.12

Таблиця 4.9 – Значення показника відносної небезпеки забруднення атмосферного повітря над територіями різних типів [21]

| № | Тип забрудненої території | σ |
|---|---|-------------------------------|
| 1 | Курорти, санаторії, заповідники | 10 |
| 2 | Населенні міста з щільністю населення n чол./га | $0,1 \text{ га/чол.} \cdot n$ |
| 3 | Приміські зони відпочинку, садові та дачні ділянки | 8 |
| 4 | Ліси: 1 група | 0,2 |
| | 2 група | 0,1 |
| | 3 група | 0,025 |
| 5 | Території промислових підприємств разом із захисними зонами | 1,2 |

Для міст із населенням більш 300 тис. чол, незалежно від адміністративної щільності населення $\sigma = 8$.

Враховуючи дані табл. 4.8 і 4.9 можливо розрахувати соціально-економічний збиток при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами при русі містом на 100 км пробігу. Дані розрахунків за формулою (4.1) наведені у табл. 4.10.

Як свідчать проведені розрахунки соціально-економічний збиток для суспільства від переобладнання дизеля ЯМЗ-238ДЕ2 в газодизель в залежності від завантаження військового вантажного автомобіля Богдан 53162 зменшиться від 17,6 до 22% на 100 км пробігу.

Таблиця 4.10 – Соціально-економічний збиток при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами при русі містом на 100 км пробігу

| Цикл | Маса вантажу, кг | | | | |
|---------------|------------------|------|------|------|------|
| | 0 | 2000 | 4000 | 6000 | 7500 |
| Дизельний | 5,73 | 6,33 | 6,92 | 7,51 | 8,12 |
| Газодизельний | 5,20 | 5,70 | 6,19 | 6,66 | 7,12 |

Як видно з табл робота двигуна спеціального транспортного засобу за газодизельним циклом є економічно привабливішою.

Висновки по четвертому розділу

1. Результати розрахунків паливної економічності військового вантажного автомобіля в різних експлуатаційних умовах показали, що зменшення витрати дизельного палива при роботі за газодизельним циклом за рахунок заміщення СПГ становить при мінімальному значенні навантаження ($M_b = 0$, кг) 62%, при максимальному навантаженні ця різниця досягає 73%.

2. Сумарні питомі викиди ШР перераховані до оксиду вуглецю при роботі за газодизельним циклом менші у порівнянні з роботою за дизельним циклом. Різниця становить при максимальному завантаженні 16%, при роботі без завантаження 12% (враховувались вуглеводні $\Sigma C_m H_n$ виміряні за методом полум'яно-іонізаційного допалювання) та 21% при максимальному

завантаженні і 18% при роботі без завантаження (враховувались вуглеводні C_mH_n виміряні за методом інфрачервоної спектроскопії).

3. Результат розрахунків економічної доцільності переобладнання військового вантажного автомобіля Богдан 53162 для роботи двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за газодизельним циклом показав, що окупність переобладнання відбудеться через 16-20 місяців навіть при неповному завантаженні автомобіля (2000-4000 кг) і добовому пробігу 225-250 км.

Розрахунки витрат на паливо в залежності від пробігу та завантаження при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами показали, що навіть при повному навантаженні витрати при роботі двигуна за дизельним циклом без вантажу більше ніж при роботі за газодизельним циклом.

Проведені розрахунки свідчать, що соціально-економічний збиток для держави від переобладнання дизеля в газодизель в залежності від завантаження транспортного засобу зменшиться 17,6 до 22% на 100 км пробігу.

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Захист працюючих під час трудового процесу від небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які негативно впливають на життя, здоров'я та працездатність людини, гарантування належних умов праці є основними завданнями безпеки життєдіяльності у виробничому середовищі.

Незадовільний стан охорони праці може стати причиною соціально-економічних проблем працюючих і членів їх сімей. Саме тому соціально-економічна важливість охорони праці полягає в наступному: підвищенні продуктивності праці, зростанні валового внутрішнього продукту, зменшенні витрат на оплату лікарняних і виплат компенсацій за важкі умови праці та інше.

В цьому розділі проводиться аналіз небезпечних, шкідливих [30] і уражаючих для працівника і оточуючого середовища чинників, які утворюються при проведенні зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив. Тут висвітлюються, в тому числі, технічні рішення з виробничої санітарії та гігієни праці, технічні рішення з промислової безпеки при проведенні зменшення експлуатаційних витрат, безпека в надзвичайних ситуаціях.

Під час зменшення експлуатаційних витрат даного процесу на працівників впливають ті чи інші небезпечні і шкідливі виробничі фактори (НШВФ) фізичної та психофізіологічної груп згідно [30].

Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: понижена або підвищена температура повітря робочої зони, підвищений рівень шуму на робочому місці, підвищений рівень статичної електрики, недостатність або відсутність природного освітлення, недостатня освітленість робочої зони, відбита або пряма блискучість, підвищена яскравість світла.

Психофізіологічні НШВФ: нервово-психічні перевантаження: розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів, монотонність праці.

5.1 Технічні рішення з виробничої санітарії та гігієни праці

5.1.1 Мікроклімат та склад повітря робочої зони

Основні показники, які характеризують мікроклімат: температура повітря, відносна вологість повітря, швидкість руху повітря, інтенсивність теплового випромінювання.

Коли з технічних чи економічних міркувань оптимальні норми не забезпечуються, то встановлюються допустимі величини показників мікроклімату.

Визначаємо для приміщення для проведення зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив, категорію важкості робіт за фізичним навантаженням – легка Іа.

У відповідності із [31] допустимі показники температури, відносної вологості та швидкості руху повітря у робочій зоні для холодного та теплого періодів року наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Допустимі показники мікроклімату

| Період року | Категорія робіт | Температура повітря, °С для робочих місць | | Відносна вологість повітря, % | Швидкість руху повітря, м/с |
|-------------|-----------------|---|-------------|-------------------------------|-----------------------------|
| | | постійних | непостійних | | |
| Холодний | Іа | 21-25 | 18-26 | 75 | ≤0,1 |
| Теплий | | 22-28 | 20-30 | 55 при 28°С | 0,1-0,2 |

Для опромінення менше 25% поверхні тіла людини, допустима інтенсивність теплового опромінення – 100 Вт/м².

Повітря робочої зони не повинно містити шкідливих речовин з концентраціями вище гранично допустимих концентрацій (ГДК) в повітрі

робочої зони та підпадає під систематичний контроль для запобігання можливості перевищення ГДК, значення яких для роботи з ЕОМ наведено в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин [33]

| Назва речовини | ГДК, мг/м ³ | Агрегатний стан | Клас небезпеки |
|---------------------|------------------------|-----------------|----------------|
| Спирт ізопропиловий | 10 | Пара | 3 |
| Калію гідроксид | 0,5 | Аерозоль | 2 |
| Озон | 0,1 | Пара | 4 |
| Оксиди азоту | 5 | Пара | 2 |
| Пил | 4 | Аерозоль | 2 |

При роботі з ЕОМ джерелом зараження повітря є також іонізація молекул речовин, що містяться в повітрі. Рівні додатних та від'ємних іонів мають відповідати [33] і приведені у таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Кількість іонів у 1 см³ повітря приміщення під час роботи на ЕОМ

| Рівні | Мінімально необхідні | Оптимальні | Максимально допустимі |
|-----------|----------------------|------------|-----------------------|
| додатній | 400 | 1500-3000 | 50000 |
| від'ємний | 600 | 3000-5000 | 50000 |

Для встановлення нормованих параметрів мікроклімату та складу повітря робочої зони запропоновано такі заходи:

- 1) в приміщенні має бути розміщена система опалення для холодного і кондиціонування для теплого періодів року;
- 2) припливно-витяжна система вентиляції, а при несприятливих погодних умовах кондиціонування.

5.1.2 Виробниче освітлення

Для забезпечення гігієнічних раціональних умов на робочих місцях великі вимоги висуваються щодо якісних та кількісних показників освітлення.

З точки зору задач зорової роботи в приміщенні, де проводиться робота з зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив, згідно [32] визначаємо, що вони відповідають IV розряду зорових робіт. Приймаємо контраст об'єкта з фоном – великий, а характеристику фону – середню, яким відповідає підрозряд *г*.

Нормативні значення коефіцієнта природного освітлення (КПО) і мінімальні значення освітленості при штучному освітленні наведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Нормативні значення КПО та мінімальні освітленості при штучному освітленні

| Характеристика зорової роботи | Найменший розмір об'єкта розрізнення, мм | Розряд зорової роботи | Підрозряд зорової роботи | Контраст об'єкта розрізнення з фоном | Характеристика фону | Освітленість при штучному освітленні, лк | | | КПО для бокового освітлення, % | |
|-------------------------------|--|-----------------------|--------------------------|--------------------------------------|---------------------|--|------------------------|----------|--------------------------------|------------|
| | | | | | | комбіноване | | загальне | Природного | Суміщеного |
| | | | | | | всього | у т. ч. від загального | | | |
| Середньої точності | 0,5-1 | IV | г | великий | середній | 300 | 150 | 150 | 1,5 | 0,9 |

Оскільки приміщення знаходиться в місті Вінниця (2-га група забезпеченості природним світлом), а світлові пройми орієнтовані за азимутом 315° , то для таких обставин КПО визначатиметься за формулою [32, 33]

$$e_N = e_H m_N [\%], \quad (5.1)$$

де e_H – табличне значення КПО для бокового освітлення, %;

m_N – коефіцієнт світлового клімату;

N – номер групи забезпеченості природним світлом.

За відомими значеннями отримаємо нормовані значення КПО для бокового та суміщеного освітлення:

$$e_{N.б} = 1,5 \cdot 0,9 = 1,4 (\%);$$

$$e_{N.c} = 0,9 \cdot 0,9 = 0,8 (\%).$$

З метою забезпечення нормативних значень параметрів освітлення передбачено:

1) при недостатньому природному освітлені в світлу пору доби доповнення штучним за допомогою газорозрядних ламп з утворенням системи суміщеного освітлення;

2) застосування штучного освітлення в темну пору доби.

5.1.3 Виробничі віброакустичні коливання

Зважаючи на те, що при використанні пристроїв крім усього іншого обладнання застосовується устаткування, робота якого генерує шум та вібрацію, необхідно передбачити захист від шуму та вібрації.

Визначено, що приміщення, в якому відбувається робота з зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив може мати робочі місця із шумом та вібрацією, що створюється рухомими елементами автомобіля.

Для запобігання травмуванню працівників від дії шуму він підпадає під нормування. Основним нормативом з питань промислового шуму, що діє на території України, є [34], у відповідності з яким допустимі рівні звукового тиску, рівні звуку і еквівалентні рівні шуму на робочих місцях у виробничих приміщеннях не повинні перевищувати значень, що наведено в таблиці 5.5. Норми виробничих вібрацій наведені в таблиці 5.6 для локальної вібрації.

Таблиця 5.5 – Нормовані рівні шуму та еквівалентні рівні звуку

| Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах із середньо-геометричними частотами, Гц | | | | | | | | | Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку, дБА |
|--|----|-----|-----|-----|------|------|------|------|--|
| 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 | |
| 86 | 71 | 61 | 54 | 49 | 45 | 42 | 40 | 38 | 50 |

Таблиця 5.6 – Допустимі рівні вібрації [35]

| Гранично допустимі рівні віброприскорення, дБ, в октавних смугах із середньо-геометричними частотами, Гц | | | | | | | | Коректовані рівні віброприскорення, дБА |
|--|----|------|----|-----|-----|-----|------|---|
| 8 | 16 | 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | |
| 73 | 73 | 79 | 85 | 91 | 97 | 103 | 109 | 76 |

Для поліпшення віброакустичного клімату в приміщенні запропоновано:

- 1) постійне змащування підшипників вентиляторів блоку живлення ЕОМ і кулерів мікропроцесора та відеоадаптера;
- 2) передбачено використовувати в приміщенні штори із щільної тканини.

5.1.4 Виробничі випромінювання

Значення напруженості електромагнітного поля на робочих місцях з персональними ЕОМ не повинні перевищувати граничнодопустимі, які складають 20 кВ/м.

Експозиційна доза рентгенівського випромінювання на відстані 5 см від екрана до корпусу монітора при будь-яких положеннях регульовальних пристроїв не повинні перевищувати $7,74 \cdot 10^{-12}$ Кл/кг, що відповідає потужності еквівалентної дози 0,1 мБер/год (100 мкР/год) у відповідності до [36].

З метою забезпечення захисту і досягнення нормативних рівнів випромінювань потрібно використовувати екранування робочого місця і скорочення часу опромінення за рахунок перерв на відпочинок.

5.2 Технічні рішення щодо безпеки при проведенні зменшення експлуатаційних витрат

5.2.1 Безпека щодо організації робочих місць

Розташування робочих місць, оснащених ЕОМ виконується у приміщеннях з одnobічним розміщенням вікон, що обов'язково повинні бути обладнані сонцезахисним пристроями: шторами та жалюзьями [37].

При розміщенні робочих місць у приміщеннях з джерелами шкідливих та небезпечних виробничих чинників, вони зобов'язані розміщатись в абсолютно ізольованих кабінетах з природним освітленням та організованою вентиляцією. Площа одного робочого місця має складати не менше 6,0 м², об'єм – не менше ніж 20 м³, а висота – не менше 3,2 м [38].

Оснащені відеодисплейним терміналом робочі місця зобов'язані розташовуватись на віддалі не менше як 1,5 м від стіни з вікнами, від інших стін – на відстані 1 м, між собою на відстані не менше як 1,5 м. У випадку розміщення робочих місць потрібно виключити можливість прямого засвічування екрану джерелом природного освітлення. Робоче місце раціонально розміщати так, щоб природне світло падало на нього збоку, бажано зліва.

Розташовувати відеодисплейний термінал на робочому місці необхідно так, щоб поверхня екрана повинна знаходитись на відстані 400-700 мм від очей користувача. Висота робочої поверхні столу при виконанні роботи сидячи повинна налаштовуватись в діапазоні 680-800 мм. Робочий стіл повинен мати простір для ніг висотою не менше 600 мм, шириною не менше як 500 мм, глибиною на рівні колін не менше 450 мм та на рівні витягнутої ноги не менше ніж 650 мм.

Поверхня підлоги повинна бути рівною, не слизькою, без вибоїн, зручною для вологого прибирання, мати антистатичні властивості. Не дозволяється застосовувати для оснащення інтер'єру полімерні матеріали, які забруднюють повітря шкідливими хімічними речовинами та сполуками.

5.2.2 Електробезпека

В середині приміщення, де проводиться робота з зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив, значну увагу потрібно приділити запобіганню загрози ураження електричним струмом. Згідно [39] дане приміщення відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою ураження електричним струмом через наявність значної (понад 75 %) відносної вологості. Тому безпека експлуатації електрообладнання повинна забезпечуватись рядом заходів, які включають використання ізоляції струмоведучих частин, захисного заземлення, захисних блокувань тощо [40].

5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Відповідно до [41] приміщення, де проводиться робота з зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив, відноситься до категорії пожежної небезпеки А, що характеризується наявністю легкозаймистих рідин з температурою спалаху не більше 28 °С, які використовуються при проведенні зменшення експлуатаційних витрат. Дане приміщення відноситься до 1-го ступеня вогнестійкості, в якому приміщення знаходяться в будівлі з несучими та огорожувальними конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону, залізобетону із застосуванням листових і плитних негорючих матеріалів.

Мінімальні межі вогнестійкості конструкцій розглядуваного приміщення наведені в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Мінімальні межі вогнестійкості приміщення [41]

| Ступінь вогнестійкості будівлі | Стіни | | | | Колони | Східчасті майданчики | Плити та інші несучі конструкції | Елементи покриття | |
|--------------------------------|----------------------------|--------------|-----------------|-------------|-------------|----------------------|----------------------------------|-------------------|--------------|
| | Несучі та східчасті клітки | Самонесучі | Зовнішні несучі | Перегородки | | | | Плити, прогони | Балки, ферми |
| 1 | REI 150 M0 | REI 75 M0 | E 30 M0 | EI 30 M0 | R 150 M0 | R 60 M0 | REI 60 M0 | RE 30 M0 | R 30 M0 |

Примітка. R – втрати несучої здатності; E – втрати цілісності; I – втрати теплоізолювальної спроможності; M – показник здатності будівельної конструкції поширювати вогонь (межа поширення вогню); M0 – межа поширення вогню дорівнює 0 см.

В таблиці 5.8 наведено протипожежні норми проектування будівель і споруд. Для попередження поширенню пожежі з одної споруди на іншу між ними влаштовують протипожежні розриви, які залежать від ступеня вогнестійкості будівлі.

Визначення видів та кількості первинних засобів пожежегасіння проводиться з врахуванням властивостей фізико-хімічних та пожежонебезпечних горючих речовин, їх взаємодії з вогнегасними речовинами, а також розмірів і площ виробничих приміщень, відкритих майданчиків та установок.

Таблиця 5.8 – Протипожежні норми проектування будівель і споруд [42]

| Об'єм приміщення, тис. м ³ | Категорія пожежної безпеки | Ступінь вогнестійкості | Відстань, м, при щільності людського потоку в загальному проході, осіб/м ² | | | Кількість людей на 1 м ширини евакуйоводу | Відстань між будівлями та спорудами, м, при ступені їх вогнестійкості | | | | Найбільша кількість поверхів | Площа поверху в межах пожежного відсіку, м ² , для кількості поверхів | | |
|---------------------------------------|----------------------------|------------------------|---|-----|-----|---|---|-----|------|---|------------------------------|--|------------|--|
| | | | до 1 | 2-3 | 4-5 | | I,II | III | IV,V | 1 | | 2 | 3 і більше | |
| до 15 | A | 1 | 40 | 25 | 15 | 45 | 9 | 9 | 12 | 6 | не обмежується | | | |

Вибираємо, що приміщення, де проводиться робота з зменшення експлуатаційних витрат, має бути оснащене двома вогнегасниками, пожежним щитом, а також ємністю з піском [43].

Висновки по п'ятому розділу

Під час виконання цього розділу було опрацьовано такі питання охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях, як технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, технічні рішення з безпеки при проведенні зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив, безпека в надзвичайних ситуаціях.

ВИСНОВКИ

1. На сьогодні у світі широке використання як у житловій сфері, промисловості, сільському господарстві, так і на автомобільному транспорті у якості моторного палива знайшов природний газ завдяки своїм високим фізико-хімічним властивостям.

Широке використання природного газу у різних галузях господарства пов'язано ще й з тим, що для виробництва газоподібних вуглеводневих палив не потребується глибока хімічна переробка первинної сировини, а підготовка до застосування СПГ проводиться фізичними методами, це насамперед стиснення (компримування або зрідження) та осушка. Це сприяє тому, що вартість газових моторних палив для споживачів нижча за вартість рідинних палив у більшості країн світу.

З початком застосування природного газу в якості моторного палива на автомобільному транспорті розроблялися і відповідні системи живлення, які б дозволили використовувати позитивні якості газового палива з найбільшою ефективністю як в бензинових двигунах так і в дизелях.

Повномасштабні дослідження по оцінці паливної економічності та зміні екологічних показників спеціальних транспортних засобів в експлуатації при конвертації дизеля для роботи за дизельним і газодизельним циклами, які складають суть даної роботи, будуть сприяти розширенню використання природного газу та зменшенню частки рідких моторних палив нафтового походження в структурі споживання палив спеціальними транспортними засобами.

2. Розроблено методику визначення доцільності переобладнання військового вантажного автомобіля Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 для роботи за газодизельним циклом в умовах експлуатації, яка дозволяє за тягово-експлуатаційними, екологічними показниками військового вантажного автомобіля та його паливною економічністю в режимах, близьких до експлуатаційних, визначити доцільність конвертації дизеля

ЯМЗ-238ДЕ2 в газодизель.

3. Уточнено математичну модель та розроблено алгоритм розрахунку витрати палива і викидів ШР військового вантажного автомобіля Богдан 53162 з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 при русі міським їздовим циклом при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.

4. За розрахунком на математичній моделі при русі військового вантажного автомобіля Богдан 53162 міським їздовим циклом була отримана залежність теплоти згоряння для отримання одиниці енергії при роботі за дизельним і газодизельним циклами з використанням нижчої теплоти згоряння дизельного палива та СПГ при різних завантаженнях військового вантажного автомобіля Богдан 53162. При роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за газодизельним циклом теплота згоряння більша ніж при роботі за дизельним циклом при максимальному навантаженні, $M_b = 7500$ кг, різниця становить 0,8%,. а при завантаженні $M_b = 0$ кг різниця становить 6,2%,.

5. За розрахунками на математичній моделі визначено масові викиди оксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту, твердих частинок при русі автомобіля за міським їздовим циклом. Розрахунки проводились при різних завантаженнях військового вантажного автомобіля Богдан 53162. За масовими викидами шкідливих речовин з урахуванням їх коефіцієнта відносної агресивності, розраховано сумарні масові викиди, зведені до СО в умовних грамах за цикл. Сумарні питомі викиди ШР перераховані до оксиду вуглецю при роботі за газодизельним циклом менші у порівнянні з роботою за дизельним циклом. Різниця становить при максимальному завантаженні близько 16%, при роботі без завантаження близько 12% (враховувались вуглеводні $\Sigma C_m H_n$, виміряні за методом полум'яно-іонізаційного допалювання) та 21% при максимальному завантаженні і 18% при роботі без завантаження (враховувались вуглеводні $C_m H_n$, виміряні за методом інфрачервоної спектроскопії).

6. Результат розрахунків економічної доцільності переобладнання двигуна військового вантажного автомобіля Богдан 53162 для роботи за

газодизельним циклом показав, що окупність переобладнання відбудеться через 16-20 місяців навіть при неповному завантаженні автомобіля (2000-4000 кг) і добовому пробігу 225-250 км.

Розрахунки витрат на паливо в залежності від пробігу та завантаження при роботі двигуна ЯМЗ-238ДЕ2 за дизельним і газодизельним циклами показали, що навіть при повному навантаженні витрати при роботі двигуна за газодизельним циклом менші ніж при роботі за дизельним циклом без вантажу.

7. Проведені розрахунки свідчать, що соціально-економічний збиток від переобладнання дизеля ЯМЗ-238ДЕ2 в газодизель зменшиться від 18,6 до 21% на 100 км пробігу в залежності від завантаження військового вантажного автомобіля Богдан 53162.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Державний комітет статистики України: Статистичний щорічник України за 2017р. – К.: Ви - во «Консультант», 2008. – 575 с.
2. Національна доповідь про стан навколишнього природного середовища в Україні в 2016 р. [Електронний ресурс]:<http://www.menr.gov.ua>.
3. Directive 2018/30/EC of the European Parliament and of the Council of 8 May 2018 on the promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport. OJ L 123, 17.5.2018
4. 2021/265/EC: Council Decision of 19 March 2021 concerning the conclusion of the Agreement between the European Community and the Republic of Bulgaria establishing certain conditions for the carriage of goods by road and the promotion of combined transport (Text with EEA relevance.) OJ L 108, 18.4.2021
5. Розпорядження Кабінету Міністрів України № 37-р "Про затвердження плану заходів щодо зменшення негативного впливу автомобільних транспортних засобів на довкілля на 2020-2030 роки".
6. Gregory D. Hydrogen-transportable storage energy module / D. Gregory. – *Astronautics and Aeronautics*, 2018.- 11, № 8.- p. 38-43.
7. Foreign Service. Marinucci Dan. «Motor», 2020, p.60-61 (ЭИ ПГД №36, '92).
8. How many are there? // *NGV Worldwide*. - 2022. - February. - P. 12.
9. Актуальність переведення міських автобусів з дизелями для роботи за газодизельним циклом: тези доповідей 63 наук.-практ. конф. професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2007, с. 27.
10. Microprocessor Dual-Fuel Diesel Engine Control System / L.E. Gettel, G.C. Perry, J. Boisvert, P.J. O'Sullivan – *SAE Techn. Paper Ser*, 2018. –№861577. –р. 1-10.

11. Watson H.C. A simplified method for quantifying fuel consumption of vehicles in urban traffic / H.C. Watson, E.E. Milkins, G.A. Marshall. –SAAR Austrelasia, 2020. -№1, p.p. 6-13.

12. Council Directive 88/77/EEC of 3 December 2015 on the approximation of the laws of the Member States relating to the measures to be taken against the emission of gaseous pollutants from diesel engines for use in vehicles. OJ L 36, 9.2.1988.

13. ДСТУ 4276:2004. „Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями”.

14. Назаренко М.Б. Обґрунтування доцільності переобладнання дизеля вантажного автомобіля для роботи за газодизельним циклом / М.Б. Назаренко – Автошляховик України. – 2009., –№3, – с.11.

15. Коробов С.С. Дослідження впливу використання біодизеля в якості палива для двигуна на технічні показники автомобіля / С.С.Коробов, Д.О.Галушак – Вісник СевНТУ, 2013 –№143. – с.88-91.

16. Поляков А.П. Сучасний стан та перспективи розвитку ринку тракторів в Україні / А.П. Поляков, С.С.Коробов – Збірник наукових праць VI Міжнародна практична конференція «Сучасний стан та перспективи розвитку автомобільного транспорту» ВНТУ, 2013 – с.83-84.

17. Коробов С.С. До питання уніфікації автомобільної техніки Збройних сил України / С.С.Коробов, Д.Л.Королюк – I Міжнародна науково-практична інтернет-конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» ВНТУ, 2014 – с.22-23.

18. Коробов С.С. Аналіз впливу зміни кількості соплових отворів форсунок на показники дизелів ЯМЗ-236 / С.С.Коробов, С.О.Квасневський - II Міжнародна науково-практична інтернет-конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» ВНТУ, 2014 – с.47-48.

19. Коробов С.С. Вплив на техніко-економічні та екологічні показники дизелів Камаз-740 зміни конструктивних параметрів форсунки / С.С.Коробов, С.О.Квасневський – Наукові нотатки ЛНТУ, 2014 - №46 – с.439-445.

20. А.П.Поляков Аналіз методів діагностування автомобільних двигунів внутрішнього згоряння / А.П.Поляков, С.С.Коробов – Збірник наукових праць III Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» - ВНТУ, 2015 – с.82-83.

21. Пістун І.П. Охорона праці: Практикум. Навч. посіб. / І.П. Пістун, Ю.В. Кіт, А.П. Березовецький. - Суми, 2000. -205 с.

22. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / В.І. Захарчук. - Луцьк: ЛНТУ, 2011 – 233 с.

23. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови. / Ю.Ф. Гутаревич, Л.П.Мержиєвська, О.В. Сирота, Д.М. Трифонов. – К.: НТУ, 2015. – 224 с.

24. Уприскувальні системи живлення бензинових двигунів сучасних автомобілів: навчальний посібник / Я.Ю. Білоконь, М.А. Вайнтрауб. – К.: ПІТО НАПН України, 2015. – 248 с.

25. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник. / В.Ф. Шапко. – Харків: Точка, 2014. – 148 с.

26. Яцковський В. І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В.І. Яцковський, І.В. Гунько, О.В. Гуцаленко. – Вінниця: РВВ ВНАУ, 2016. – 132 с.

27. Методичні вказівки для виконання практичних робіт та самостійної роботи студентів з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів усіх форм навчання спеціальності 274 – Автомобільний транспорт / Укладачі: А.П. Поляков, Дмитрієва А. В. – Вінниця : ВНТУ, 2022. – 37 с.

28. Методичні вказівки для виконання лабораторних робіт з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів усіх форм навчання спеціальності 274 – Автомобільний транспорт / Укладачі: А. П. Поляков, Мороз Л. В., Дмитрієва А. В. – Вінниця : ВНТУ, 2022. – 34 с.

29. Національна бібліотека України імені академіка В. І. Вернадського: [сайт]. Режим доступу: <http://nbuv.gov.ua/>

30. ДСТУ 12.0.003-98. ССБТ. Небезпечні та шкідливі фактори

виробництва. Класифікація.

31. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.

32. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.

33. Бондаренко Є. А. Освітлення виробничих приміщень : довідник / Є. А. Бондаренко, В. О. Дрончак. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 61 с.

34. ДСН 3.3.6-037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.

35. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої та загальної вібрацій.

36. Норми радіаційної безпеки України (НРБУ-97), МОЗ України. – К., 1997.

37. ДСТУ 12.2.032-98. ССБТ. Робоче місце при виконанні робіт сидячі. Загальні ергономічні вимоги.

38. Методичні вказівки до опрацювання розділу "Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях" в дипломних проектах і роботах студентів спеціальностей, що пов'язані з функціональною електронікою, автоматизацією та управлінням / Уклад. О. В. Березюк, М. С. Лемешев. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 64 с.

39. ДБН В.2.5-27-2006. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд.

40. ДБН В.1.1.7-2002. Пожежна безпека об'єктів будівництва.

41. СНіП 2.09.02-99. Протипожежні норми проектування бузівель та споруд.

42. НАПБ Б.03.001-2004. Типові норми належності вогнегасників.


44. Терещенко О.П. Загальний огляд підходів і методик визначення режимів обслуговування і ремонту автомобільних систем / Терещенко О.П., Л.В. Мороз, Я.В. Сафтьок. Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 23-25 жовтня 2023 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2023. – С. 244-245.

ДОДАТКИ

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

***Магістерська кваліфікаційна робота на тему: ЗМЕНШЕННЯ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ СПЕЦІАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН 137
ОБ'ЄДНАНОГО ЦЕНТРУ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ПОВІТРЯНИХ СИЛ ЗБРОЙНИХ СИЛ УКРАЇНИ ВИКОРИСТАННЯМ
АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ***

Керівник: д.т.н., професор А.П.Поляков



Роботу виконав: Я.В.Сафтюк, навчальна група 2АГ-22м

Вінниця 2023

Мета роботи

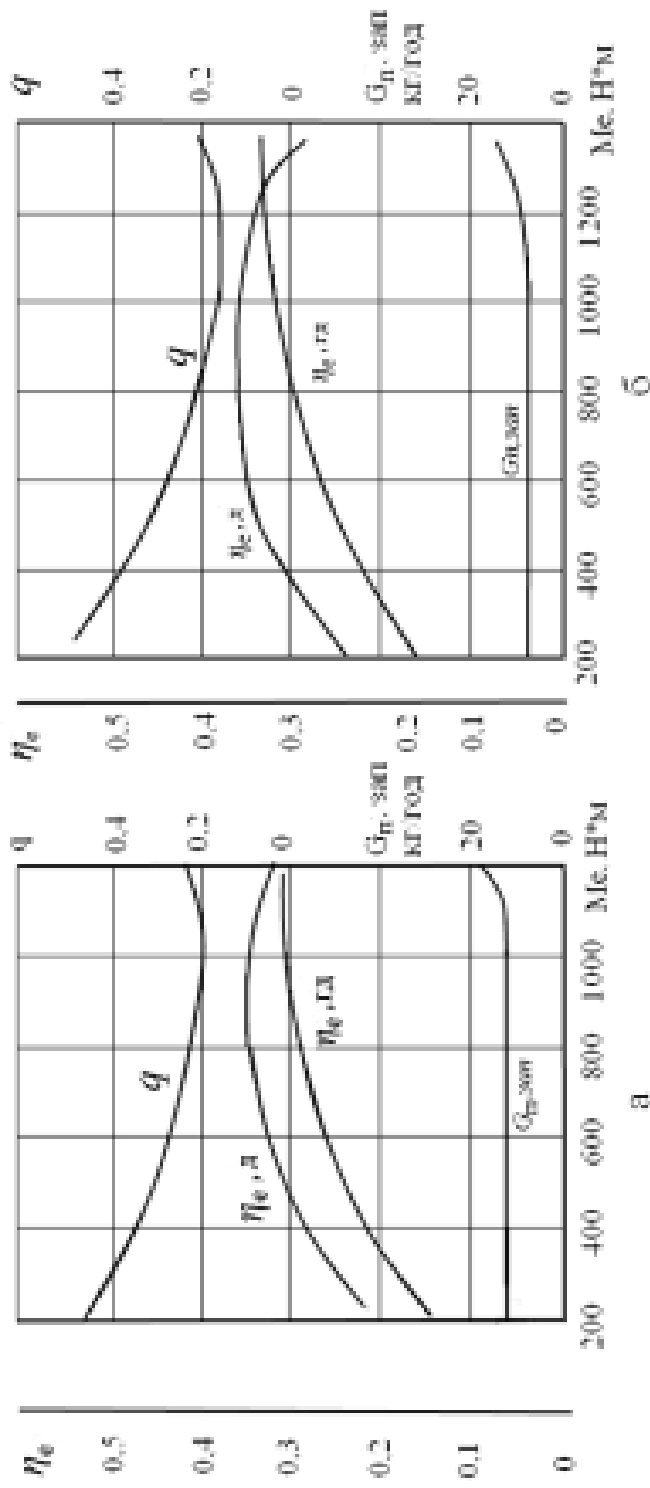
- зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин ІЗ7 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив

Предмет дослідження

- паливна економічність та екологічні показники спеціальних транспортних машин при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.
- вплив переобладнання дизеля для роботи за дизельним і газодизельним циклами на показники спеціальних транспортних машин в умовах експлуатації.

ДЛЯ ДОСЯГНЕННЯ ПОСТАВЛЕНОЇ МЕТИ НЕОБХІДНО ВИРІШИТИ НАСТУПНІ ЧАСТКОВІ ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ:

1. Аналіз результатів робіт щодо можливості переобладнання дизелів в умовах експлуатації.
2. Удосконалення методики переобладнання дизеля транспортних засобів для роботи за газодизельним циклом з врахуванням зміни його показників та умов експлуатації.
3. Уточнення математичної моделі руху за їздовим циклом автомобіля при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.
4. Проведення дослідження за допомогою на математичній моделі визначення показників паливної економічності та екологічності при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.
5. Розробка рекомендацій та обґрунтування доцільності конвертації дизелів транспортних засобів в газодизелі.

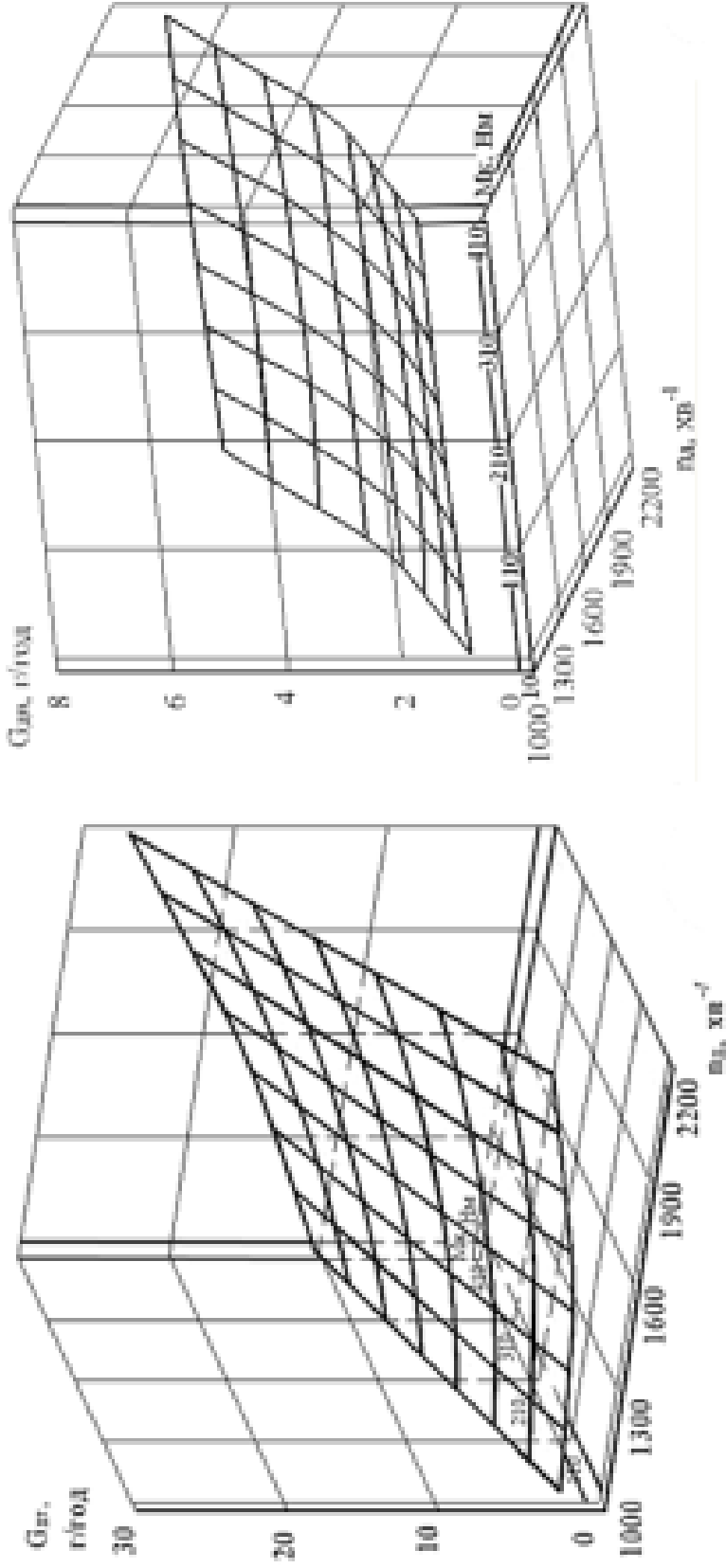


частота обертання п: а - 2100 хв^{-1} ; б - 1500 хв^{-1} .

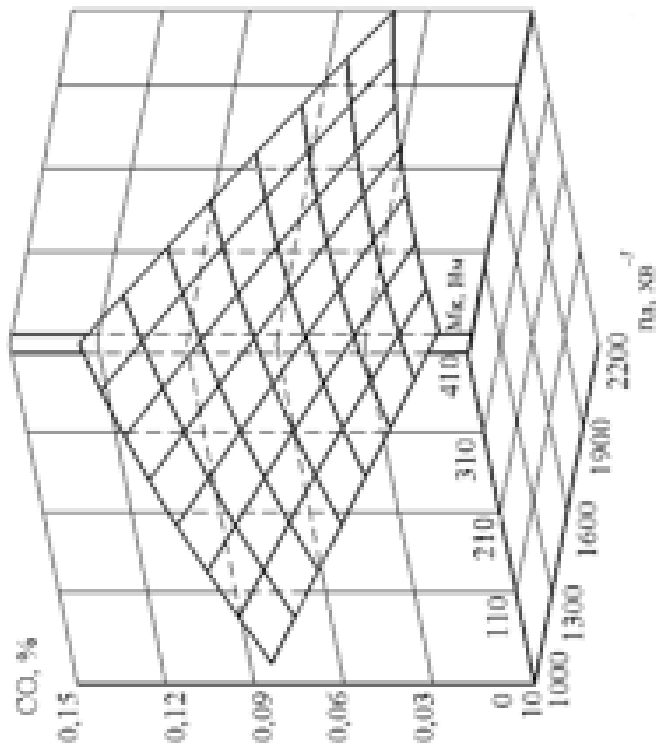
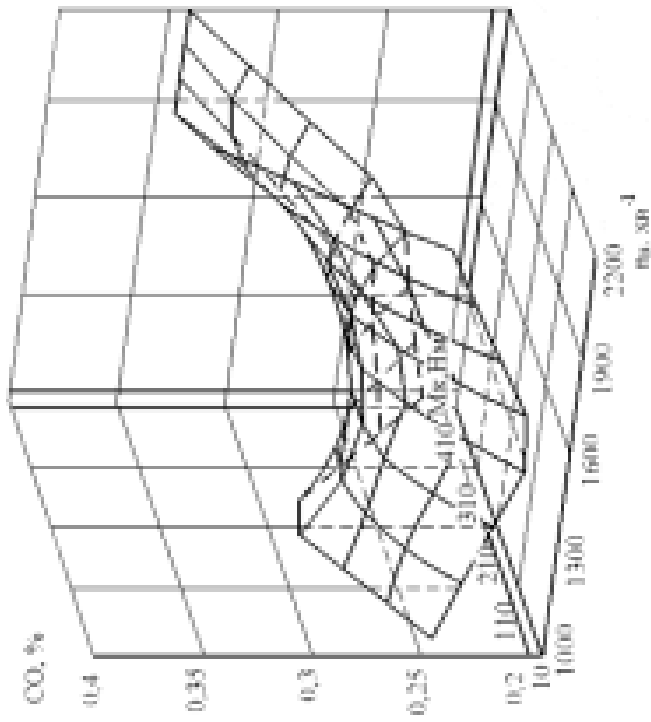
Залежність ефективного ККД, подачі запального дизельного палива і частки теплоти, що вноситься з ним, від ефективного крутного моменту дизеля ЯМЗ-238 і газодизеля ЯМЗ-238ГД

| |
|---|
| 1. Характеристика можливих переобладнань дизеля в умовах експлуатації для використання альтернативних палив |
| 2. Аналіз виконаних досліджень по впливу переобладнання дизеля в газодизель на показники двигуна і транспортного засобу |
| 3. Аналіз існуючих ізовних циклів і вибір типу ізовного циклу для руху транспортного засобу відповідно з уточненою математичною моделлю |
| 4. Уточнення математичної моделі руху транспортного засобу за ізов-вним циклом при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами |
| 5. Проведення досліджень з заміром енергетичних і екологічних показників, показників паливної економічності при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами для отримання необхідних даних до математичної моделі |
| 6. Перевірка адекватності математичної моделі проведенням експериментальним дослідженням |
| 7. Проведення розрахунків на математичній моделі з визначенням паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами |
| 8. Розрахунок економічного ефекту від переобладнання дизеля в газодизель та соціально-економічних збитків від експлуатації СТМ |
| 9. Вибір і обґрунтування рекомендацій стосовно доцільності конвертації дизелів спеціальних транспортних машин в газодизелі |

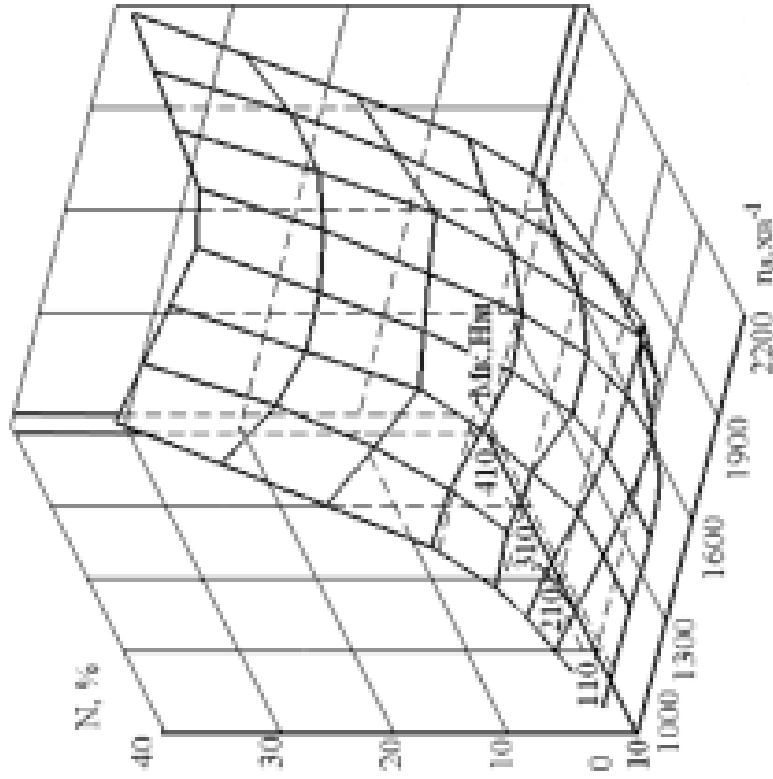
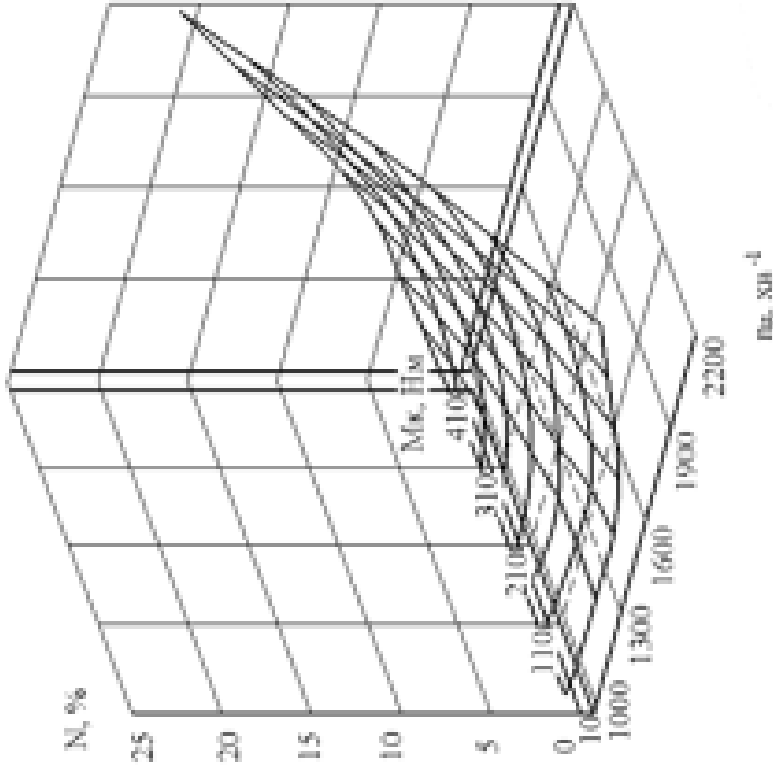
Структурна блок-схема методики визначення дослідження конвертації дизеля в газодизель



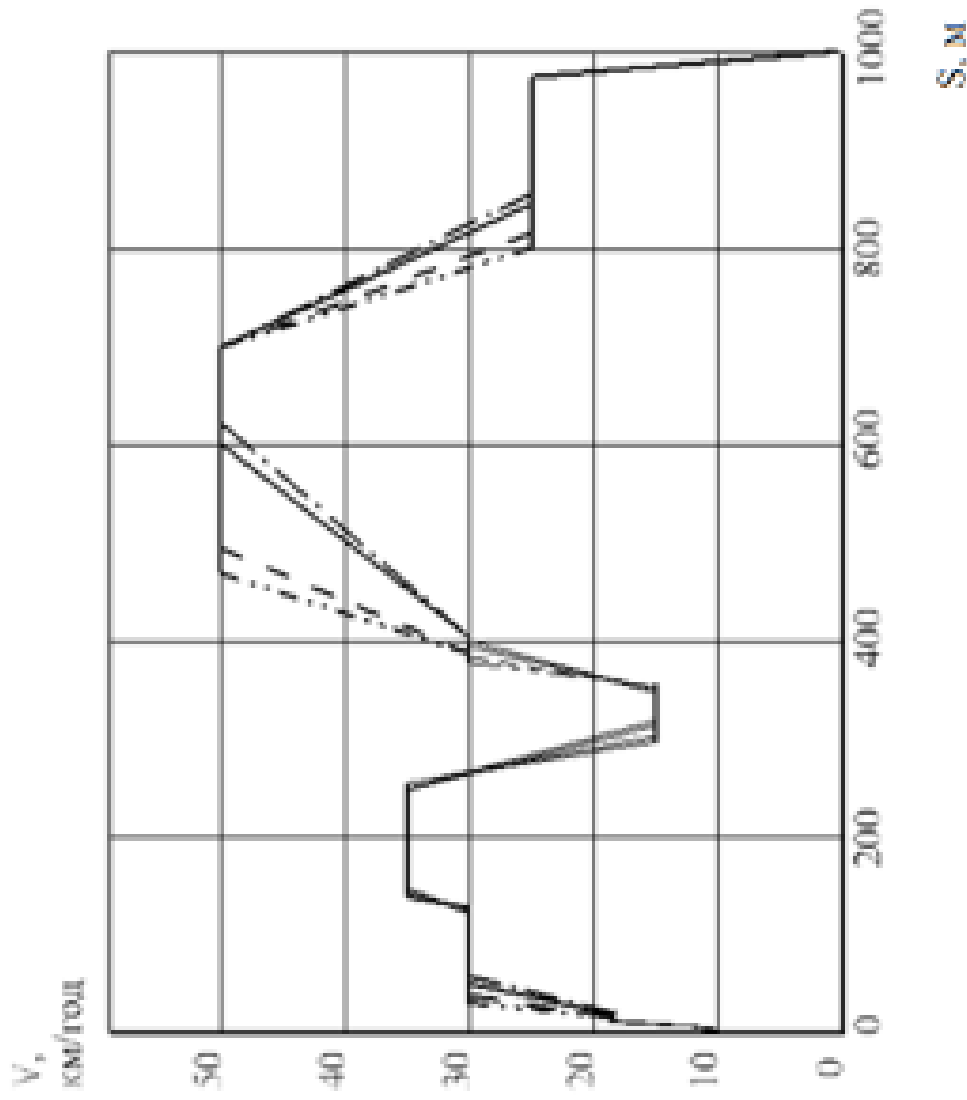
Залежність витрати дизельного палива при роботі двигуна за дизельним та газодизельним циклами



Концентрація у відпрацьованих газах оксиду вуглецю при роботі двигуна за дизельним та газодизельним циклами

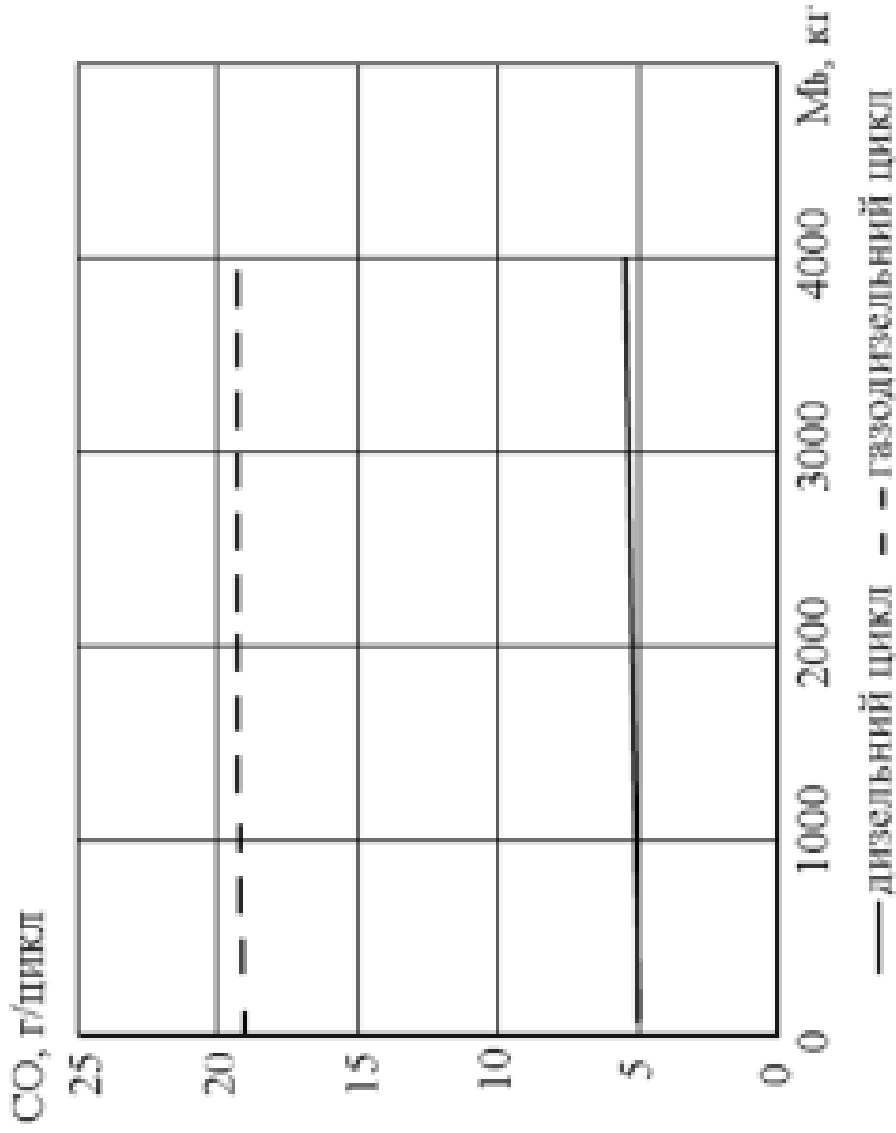


Димність відпрацьованих газів двигуна при роботі дизельним та газодизельним циклами

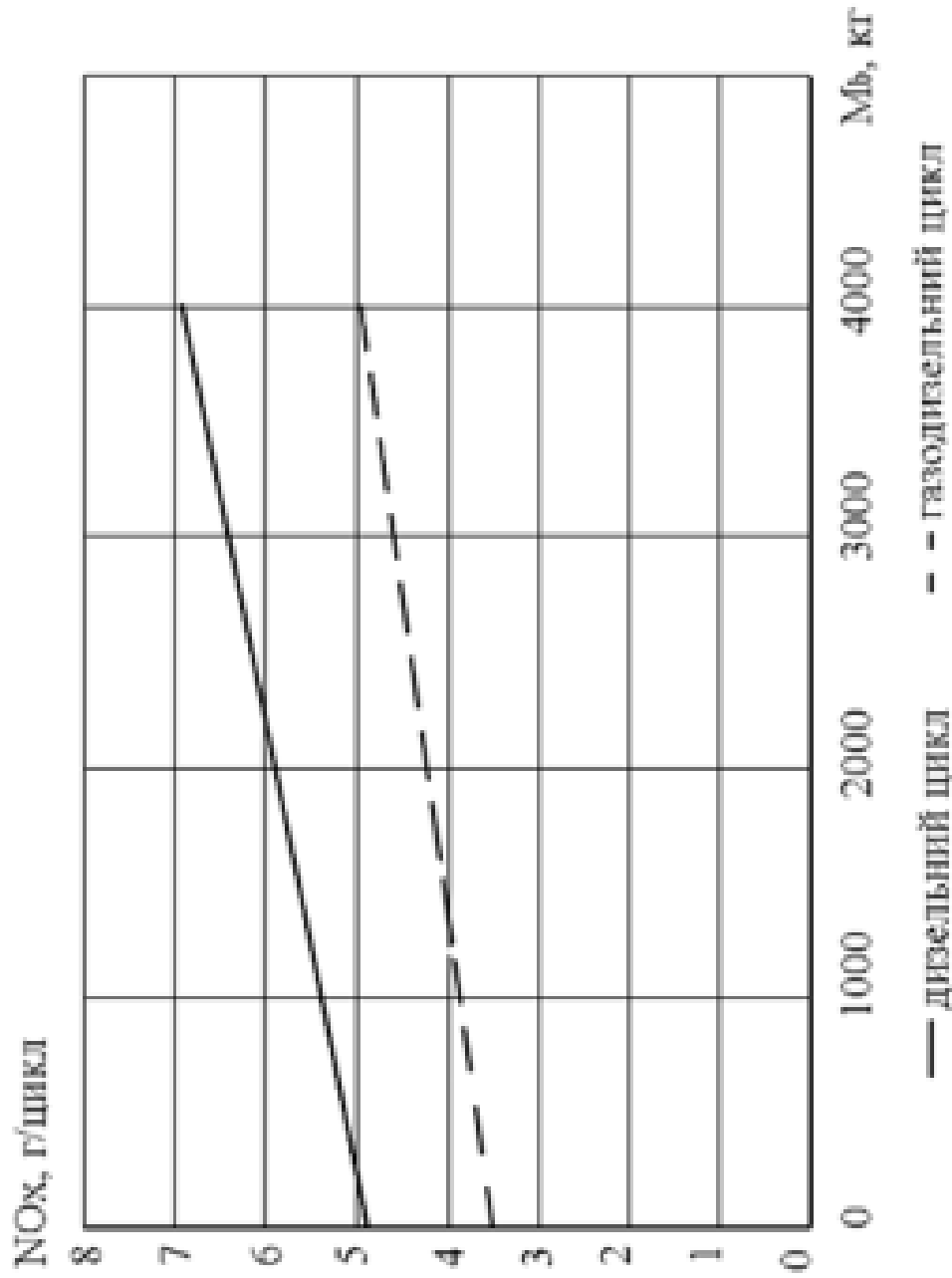


газодизельний цикл: - - - - - $M_b = 0$ кг; - · - · - $M_b = 7500$ кг;
 дизельний цикл: · · · · · $M_b = 0$ кг; - - - - - $M_b = 7500$ кг

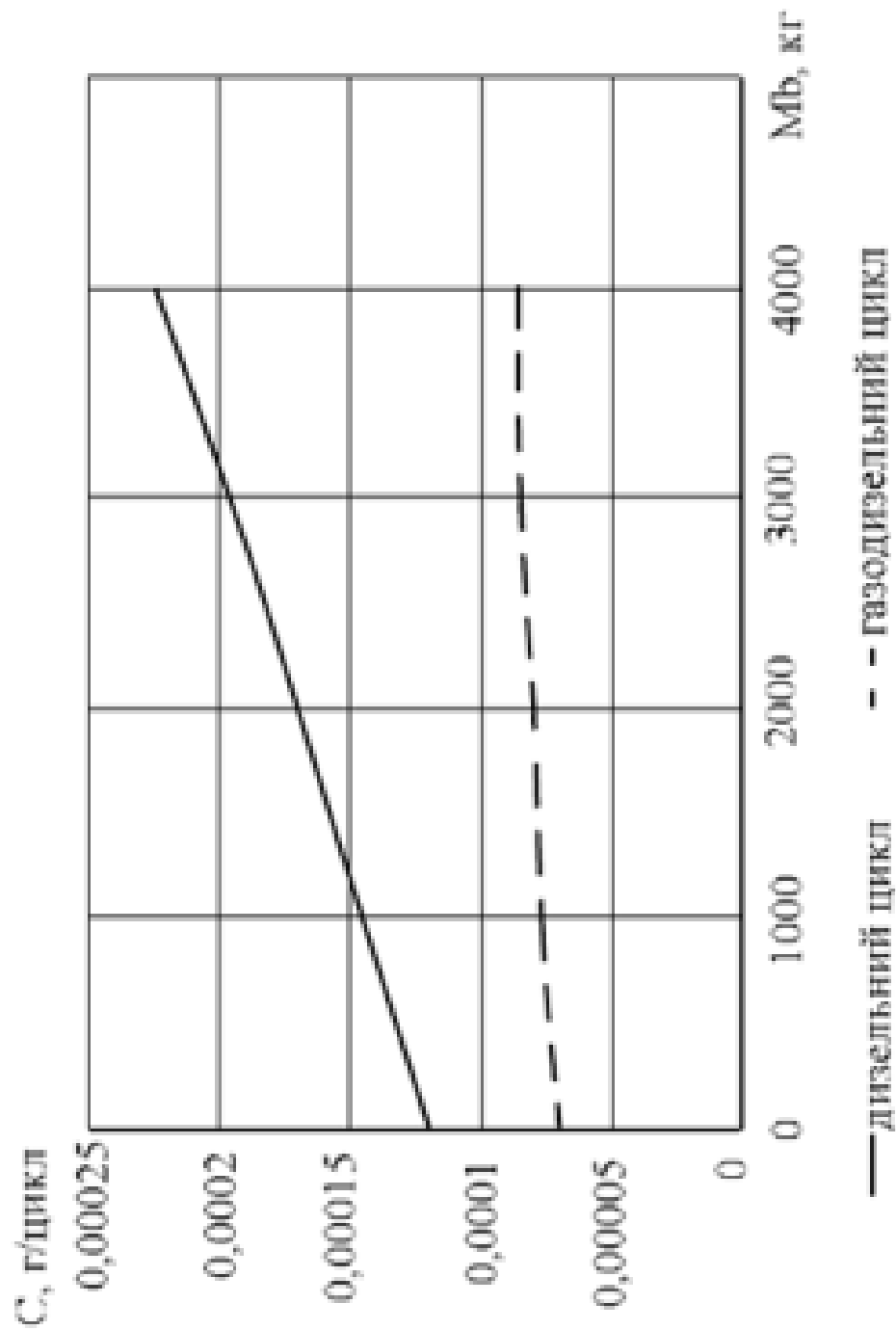
**Залежність швидкості руху військового вантажного автомобіля
 Богдан 53162 в їздовому циклі при роботі двигуна за дизельним і
 газодизельним циклами при різних завантаженнях**



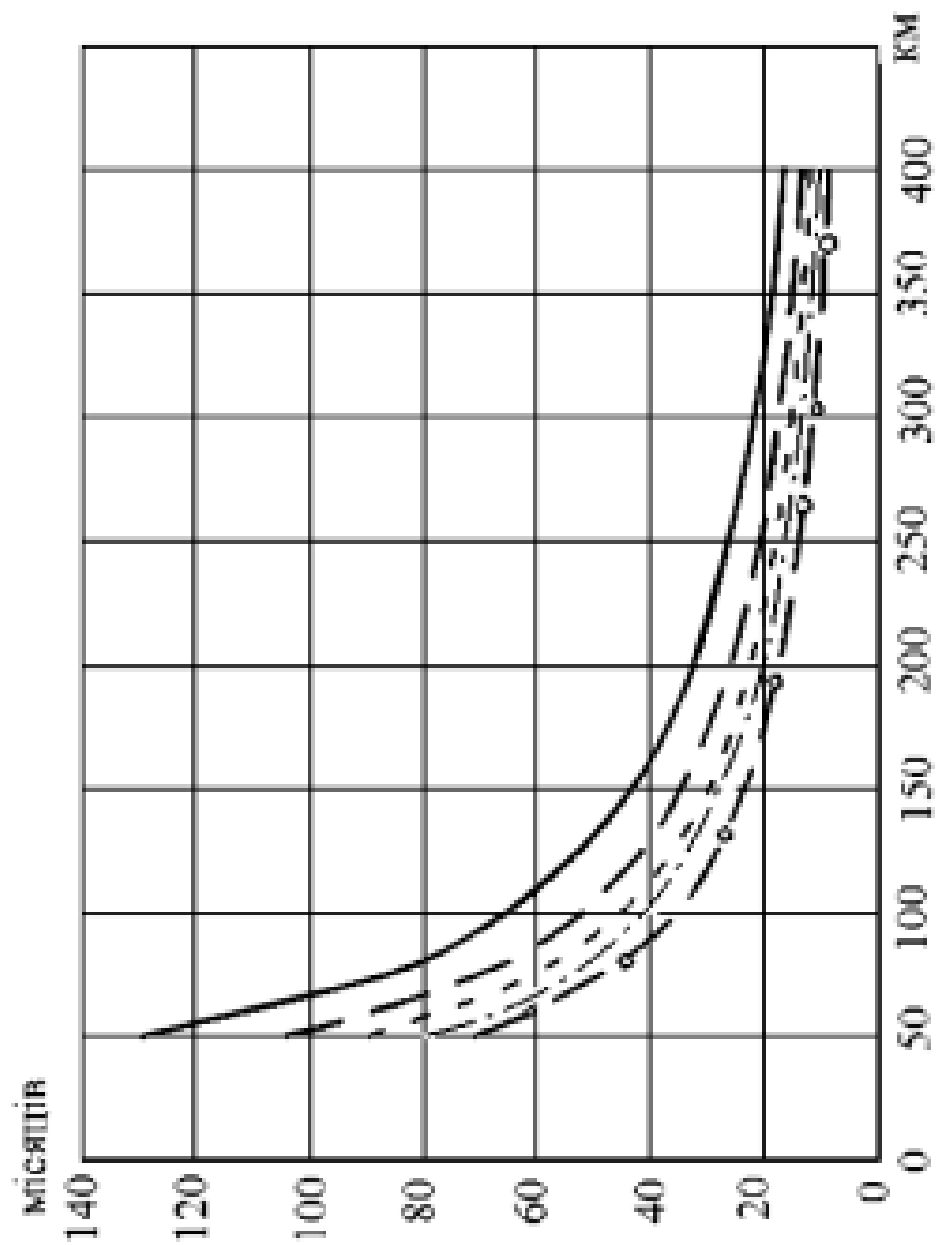
Залежність масових викидів CO за цикл, в залежності від навантаження при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами



Залежність масових викидів NO_x за цикл, в залежності від завантаження при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами



Залежність масових викидів твердих частинок S за цикл, в залежності від завантаження при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами



----- 0 кг; --- 2000 кг; - - - - - 4000 кг; - - - - - 6000 кг; o o o o - 7500 кг

Термін окупності в місяцях в залежності від добового пробігу та завантаження

НОВИЗНА РОБОТИ:

Розроблена методика, яка дозволяє обґрунтувати доцільність переобладнання дизеля спеціальних транспортних засобів в умовах експлуатації для роботи за газодизельним циклом з урахуванням витрат на паливо, викидів ШР та соціально-економічного збитку.

Уточнено математичну модель руху спеціальних транспортних засобів з двигуном, які можуть працювати за дизельним і газодизельним циклами, за різними режимами їздового циклу.

Обґрунтована доцільність переобладнання в умовах експлуатації дизелів спеціальних транспортних машин для роботи за газодизельним циклом.

ПРАКТИЧНА ЦІННІСТЬ РОБОТИ:

Полягає в тому, що отримані числові значення: витрат дизельного палива і СПГ, вмісту шкідливих речовин у ВГ вантажного автомобіля «Богдан 53162» з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 при роботі за дизельним і газодизельним циклами під час руху за їздовим циклом.

Отримані поліноміальні залежності, які описують енергетичні і екологічні показники двигуна при роботі за дизельним і газодизельним циклами.

Розраховано соціально-економічні збитки, що завдає довкіллю автомобіль при русі за їздовим циклом забрудненням повітря шкідливими викидами при роботі двигуна за дизельним і газодизельним циклами.

Отримані числові значення, які дають змогу оцінити доцільність конвертації двигуна для роботи за дизельним і газодизельним циклами в умовах експлуатації.

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Зменшення експлуатаційних витрат спеціальних транспортних машин 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України використанням альтернативних палив

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unicheck

Оригінальність 86,5 % Схожість 13,5 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку


(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

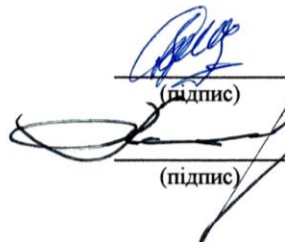
Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unicheck щодо роботи.

Автор роботи


(підпис)

Сафтюк Я.В.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Поляков А.П.
(прізвище, ініціали)