

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Сімоненко Віталій Васильович

УДК 629.341 : 621.436.12

ПОЛІПШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МІСЬКИХ
АВТОБУСІВ ВИКОРИСТАННЯМ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

Спеціальність: 05.22.20 — «Експлуатація та ремонт засобів транспорту»

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Ковбасенко Сергій Володимирович

Київ – 2016

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ЗМЕНШЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ТРАДИЦІЙНИХ НАФТОВИХ ПАЛИВ ДИЗЕЛЯМИ ДОРОЖНІХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	12
1.1 Світові запаси нафти та прогнози їх вичерпання.....	12
1.2 Перспективи заміни палив нафтового походження альтернативними джерелами енергії.....	17
1.3 Види рідкого біопалива для дизелів та шляхи його отримання	24
1.4 Досвід з виробництва та використання дизельного біопалива у світі	30
1.5 Потенціал виробництва дизельного біопалива в Україні.....	35
1.6 Дослідження впливу дизельного біопалива на експлуатаційні показники ДТЗ з дизелями	42
1.7 Мета і задачі дослідження	45
1.8 Висновки до першого розділу	46
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ АВТОБУСА ПРИ РОБОТІ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ	48
2.1 Модель руху автобуса з дизелем в системі «водій-автобус- дорога»	48
2.2 Розрахунок витрати палива, повітря та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля,.....	64
2.3 Розрахунок масової витрати палива та повітря, витрати палива в тепловому еквіваленті та масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля	67
2.3.1 Розрахунок масової витрати палива та повітря під час руху автобуса в окремому інтервалі їздового циклу.....	67

2.3.2	Методика розрахунку масової витрати палива та повітря, витрати палива в тепловому еквіваленті та масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля за цикл.....	68
2.4	Алгоритм розрахунку витрати палива та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами в системі «водій – автобус – дорога» при русі автобуса з дизелем на дизельному паливі та дизельному біопаливі.....	70
2.5	Висновки до другого розділу	75
РОЗДІЛ 3. МЕТА, МЕТОДИКА, ОБ'ЄКТИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ		
3.1	Мета експериментальних досліджень	76
3.2	Програма та об'єкти експериментальних досліджень.....	76
3.3	Вимірювальна апаратура, обладнання та методика проведення експериментальних досліджень.....	80
3.4	Похибки вимірювань.....	91
3.5	Фізико-хімічні властивості досліджуваних палив	92
3.6	Результати експериментальних досліджень	94
3.7	Висновки до третього розділу	104
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ АВТОБУСА З ДИЗЕЛЕМ		
4.1	Визначення поліноміальних залежностей дизеля при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.....	105
4.2	Перевірка адекватності поліноміальних залежностей дизеля при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі.....	111
4.3	Перевірка адекватності математичної моделі руху автобуса в умовах міського їздового циклу	114
4.4	Аналіз результатів розрахунків на математичній моделі руху автобуса в умовах міського їздового циклу	116
4.5	Висновки до четвертого розділу	118

РОЗДІЛ 5. ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ МІСЬКИХ АВТОБУСІВ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА	120
5.1 Дослідження паливної економічності та екологічних показників автобуса під час зупинок	120
5.2 Методика визначення раціональних експлуатаційних параметрів та розробка міського їздового циклу для автобусів	122
5.3 Дослідження показників автобуса, що працює на маршруті в звичайному режимі	124
5.3.1 Визначення раціональної швидкості усталеного руху автобуса, що працює в звичайному міському режимі	124
5.3.2 Визначення раціональної відстані між зупинками міських автобусів.....	127
5.4 Дослідження показників автобуса, що працює на маршруті в режимі «експрес»	129
5.4.1 Визначення раціональної швидкості усталеного руху автобуса, що працює в режимі «експрес»	129
5.4.2 Визначення раціональної відстані між зупинками міських автобусів, що працюють в режимі «експрес»	132
5.5 Висновки до п'ятого розділу	135
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	137
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	140
ДОДАТОК А.....	153
ДОДАТОК Б	155
ДОДАТОК В.....	172
ДОДАТОК Г	174
ДОДАТОК Д.....	182
ДОДАТОК Е	188
ДОДАТОК Є.....	193

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ДТЗ	- дорожній транспортний засіб
ДВЗ	- двигун внутрішнього згоряння
ККД	- коефіцієнт корисної дії
ТЧ	- тверді частки
ВГ	- відпрацьовані гази
ІШР	- шкідливі речовини
АП	- альтернативні палива
ПНВТ	- паливний насос високого тиску
ПХХ	- примусовий холостий хід
ХХ	- холостий хід
МЕРО	- метилові ефіри ріпакової олії
ЕЕРО	- етилові ефіри ріпакової олії
CO	- оксид вуглецю
CO_2	- двооксид вуглецю
C_mH_n	- вуглеводневі сполуки
NO_x	- оксиди азоту
НТУ	- Національний транспортний університет
ЄС	- Європейський Союз

ВСТУП

Актуальність теми. У зв'язку з тим, що дизелі набули широкого розповсюдження на автомобільному транспорті, в світі виникло багато проблем, пов'язаних з виснаженням нафтових родовищ. За різними прогнозами при теперішньому споживанні нафти сировина закінчиться вже через півсторіччя. Іншою проблемою, яка частково пов'язана з використанням традиційних нафтових палив, є погіршення екології довкілля, що призводить до погіршення здоров'я людства, вимирання цілих видів тварин і рослин, зміни клімату планети та інших незворотних наслідків.

В умовах поступового зростання цін на енергоносії та посилення норм викидів шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами (ВГ) постає питання заміни традиційних палив нафтового походження альтернативними.

В Україні, яка має великі земельні та сировинні ресурси, щорічно виробляється понад 100 тис. тонн дизельного біопалива на рік, однак, близько 90 % насіння ріпаку експортується до країн ЄС. При повному завантаженні українські заводи та установки здатні виробляти понад 500 тис. тонн дизельного біопалива на рік. Це дозволить зменшити енергетичну залежність від імпорту нафти.

Дизельне біопаливо має низку переваг в порівнянні з традиційним дизельним паливом: є відновлюваним джерелом енергії; майже не містить сірки та поліциклічних ароматичних вуглеводнів; при використанні такого палива знижується загальний вихід ШР з ВГ та зменшується гострота проблем, пов'язаних з парниковим ефектом, оскільки в процесі згоряння палив рослинного походження вивільнюється та кількість теплоти, що була поглинена рослинами в процесі зростання.

Частковим вирішенням представлених проблем може стати переведення на дизельне біопаливо (метилові ефіри ріпакової олії) парку міських автобусів, які є одними з основних споживачів традиційного дизельного палива та джерелом забруднення атмосфери в містах України.

Отже, актуальними є дослідження можливості використання дизельного біопалива міськими автобусами та порівняння їх паливно-економічних та екологічних показників при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана згідно з планами науково-дослідних робіт НТУ за держбюджетною темою «Створення та дослідження робочого та ходового обладнання дорожніх та землерийних машин з метою підвищення їх продуктивності, надійності роботи, зниження металоємкості, терміну проектування, удосконалення методів технічної експлуатації. Етап – Покращення економічних та екологічних показників дорожніх транспортних засобів шляхом застосування альтернативних палив» (№ держреєстрації 0110U000118).

Мета та задачі дослідження. Метою роботи є розширення паливної бази та поліпшення екологічних показників автобусів з дизелем використанням дизельного біопалива.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувалися такі задачі:

1. Аналіз використання альтернативних палив дизелями дорожніх транспортних засобів.

2. Уточнення математичної моделі руху автобуса з дизелем в режимах міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 для визначення паливно-економічних та екологічних показників автобуса при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

3. Проведення експериментальних досліджень автотракторного дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі для визначення його паливної економічності та екологічних показників; перевірка адекватності поліноміальних моделей дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

4. Розробка методики визначення раціональних експлуатаційних параметрів руху автобуса в міських умовах при роботі на дизельному біопаливі.

5. Проведення дорожніх випробувань автобуса ПАЗ-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

6. Перевірка адекватності уточненої математичної моделі руху автобуса з дизелем в режимах міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

7. Виконання розрахункових досліджень на математичній моделі з визначенням екологічних показників і паливної економічності автобуса та визначення раціональних експлуатаційних параметрів руху міських автобусів при використанні дизельного біопалива.

Об'єкт дослідження – вплив дизельного біопалива на паливно-економічні та екологічні показники автобуса з дизелем.

Предмет дослідження – паливна економічність та екологічні показники автобуса з дизелем при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

Методи дослідження. В дисертаційній роботі використано експериментальні та розрахункові методи дослідження. Ефективні показники дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі, витрату палива автобусом ПАЗ-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при русі в режимах міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі досліджено *експериментальним методом*. *Розрахунковим методом* визначено коефіцієнти поліноміальних моделей, які описують дизель 4Ч11,0/12,5 (Д-241) як споживач палива і повітря та джерело викидів ШР з ВГ при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі; за допомогою математичної моделі визначено зміни паливно-економічних та екологічних показників автобуса ПАЗ-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при русі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі в режимах

стандартного міського їздового циклу та в режимах запропонованого їздового циклу для визначення раціональних параметрів руху.

Наукова новизна одержаних результатів. Уточнено математичну модель руху автобуса з дизелем в режимах міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 для визначення паливно-економічних та екологічних показників при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

Запропоновано методику визначення раціональних експлуатаційних параметрів та їздовий цикл міського автобуса, що враховує зупинку автобуса впродовж часу, необхідного для посадки-висадки пасажирів, швидкість усталеного руху та відстань між зупинками громадського транспорту. Розроблена методика дозволяє визначити раціональні швидкості та відстані між зупинками автобусів, що здійснюють рух в звичайному міському режимі роботи та в режимі «експрес» при використанні дизельного біопалива.

Визначено зміну екологічних та паливно-економічних показників автобуса з дизелем в умовах міського їздового циклу при роботі на дизельному біопаливі в порівнянні з традиційним дизельним паливом.

Практичне значення одержаних результатів. Підтверджено можливість роботи автотракторних дизелів міських автобусів на дизельному біопаливі, що значно розширює їх паливну базу.

Отримано числові значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей, які характеризують двигун як споживач палива і повітря та джерело викидів ШР з ВГ при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі в широкому діапазоні навантажувальних та швидкісних режимів.

Визначено раціональні експлуатаційні параметри руху міських автобусів при використанні дизельного біопалива та практичні рекомендації щодо покращення екологічних показників міського автобуса при роботі на дизельному біопаливі шляхом вибору раціональних швидкостей руху на маршруті та відстаней між зупинками громадського транспорту.

Результати досліджень прийняті до впровадження Інститутом відновлюваної енергетики НАН України (м. Київ), Службою організації руху КП «Київпаstrans» (м. Київ) та в навчальному процесі Національного транспортного університету (м. Київ) при підготовці фахівців напрямів підготовки «Машинобудування» та «Автомобільний транспорт».

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, подані до захисту, отримано здобувачем самостійно та опубліковано в 24 наукових працях. Робота [78] виконана одноосібно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належить: аналіз можливостей використання дизельного біопалива в існуючих двигунах та вплив дизельного біопалива на паливно-економічні та екологічні показники дорожньо-транспортних засобів (ДТЗ) з дизелем [3, 9, 10, 23, 43, 57]; уточнення математичної моделі руху автобуса з дизелем за режимами міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі [79, 85]; експериментальні стендові дослідження дизеля 4Ч11,0/12,5 при використанні традиційного дизельного палива та дизельного біопалива [80, 81, 90, 98]; дорожні дослідження автобуса ПА3-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 в умовах міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 на дизельному паливі та дизельному біопаливі [103, 104, 105]; аналіз результатів експериментальних і розрахункових досліджень впливу дизельного біопалива на паливно-економічні та екологічні показники автобуса з дизелем [86, 99, 106, 110, 111].

Апробація результатів дисертації. Результати досліджень доповідались і отримали позитивну оцінку на:

- науково-практичних конференціях науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів НТУ (м. Київ, 2007 – 2010 рр.; 2012 – 2015 рр.);
- міжнародній науковій конференції «Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojednych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji» «SAKON 08» (м. Жешув, Польща, 2008 р.);

– міжнародних наукових конференціях «Systemy i srodki transportu samochodowego», «SAKON 13», «SAKON 14», «SAKON 15» (м. Жешув, Польща, 2013 – 2015 рр.);

– міжнародних науково-технічних конференціях «Наука – образованию, производству, экономике» (м. Мінськ, Білорусь, 2010, 2011, 2013 – 2015 рр).

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковано в 24 наукових працях, у тому числі: 5 – у наукових фахових виданнях України, 9 – в закордонних виданнях, 8 – в матеріалах конференцій; 2 – свідоцтва про реєстрацію авторських прав на твір.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ЗМЕНШЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ТРАДИЦІЙНИХ НАФТОВИХ ПАЛИВ ДИЗЕЛЯМИ ДОРОЖНІХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

1.1 Світові запаси нафти та прогнози їх вичерпання

Завдяки своїм перевагам перед іншими джерелами енергії двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) набули широкого використання в світі. В енергетичному балансі розвинених країн частка ДВЗ складає близько 80% від загальної кількості потужності, що виробляється енергоустановками [1]. Ці енергоустановки потребують великої кількості палива, запаси якого вичерпуються.

В теперішній час основна частина моторних палив виготовляється з корисних копалин, в основному, з нафти. Серед різних видів транспорту її частка особливо велика в автотранспорті, на потреби якого витрачається більше 50% від загальної кількості видобутої сировини. Серед усіх видів наземного та водного транспорту близько 64% моторних палив, що витрачаються, припадає на легкові та вантажні автомобілі, а також автобуси (до 18%) (рис. 1.1) [2].

Важливе місце серед ДВЗ посідають дизелі. Вони встановлюються на більшості сільськогосподарських, дорожньо-будівельних машин та автотранспорту.

Найближчим часом дизелі збережуть широке використання у міських автобусах, що зумовлює актуальність досліджень, які виконувались в даній роботі та присвячених проблемі використання в дизелі АП.

Необхідність використання АП викликана двома глобальними проблемами: світовим дефіцитом нафти та забрудненням оточуючого середовища [3].

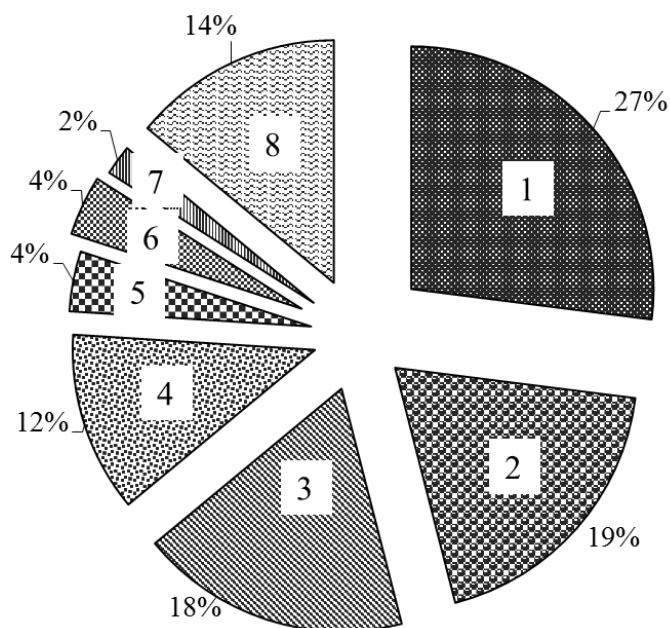


Рисунок 1.1 – Витрата моторного палива по категоріям споживачів: 1 – легкові автомобілі; 2 – вантажні автомобілі; 3 – автобуси; 4 – сільське господарство; 5 – житлово-комунальне господарство; 6 – залізничний транспорт; 7 – водний транспорт; 8 – інші споживачі

Згідно з [4] розвідані світові запаси нафти постійно змінюються (рис. 1.2). На сьогоднішній день в десятку країн з найбільшими запаси нафти входять Венесуела, Саудівська Аравія, Канада, Іран, Ірак, Росія, Кувейт, ОАЕ, США та Лівія [5] (рис. 1.3 та рис. 1.4).

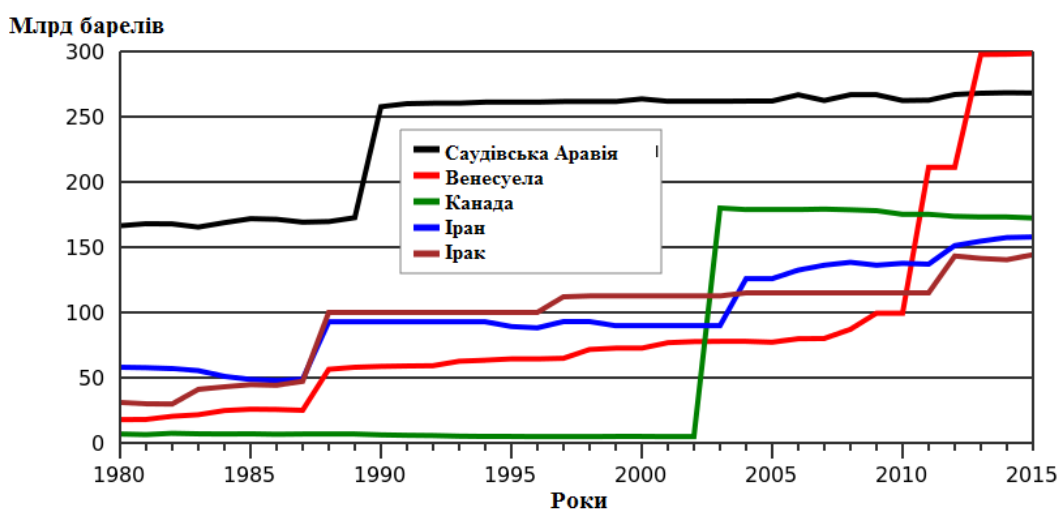


Рисунок 1.2 – Динаміка зміни світових запасів нафти [4]

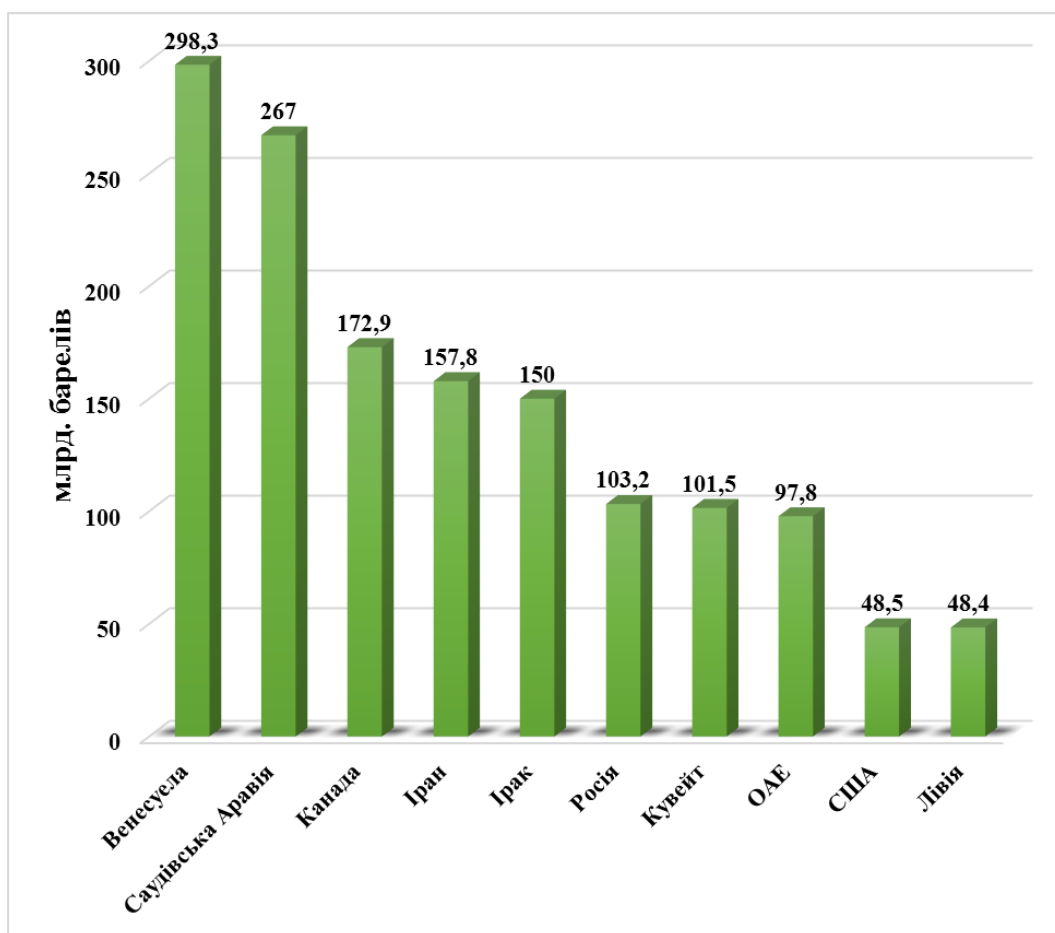


Рисунок 1.3 – Країни з найбільшими запасами нафти, млрд. барелів [5]

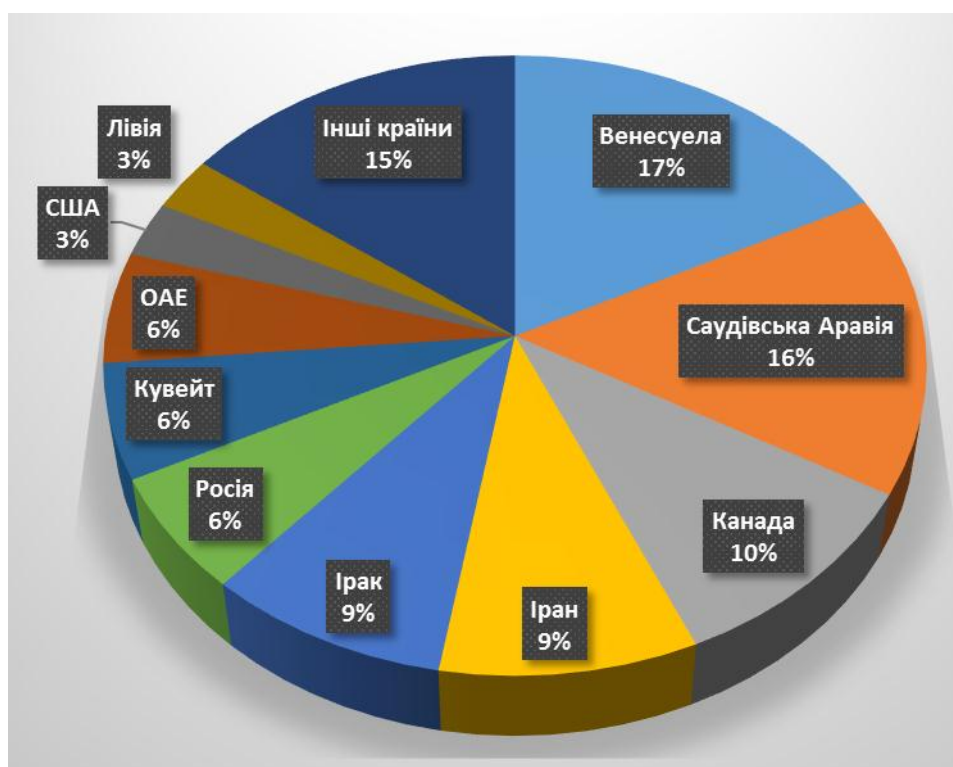


Рисунок 1.4 – Частка найбільших країн в загальносвітових запасах нафти, % [5]

Якщо обсяг споживання нафти (рис. 1.5 та 1.6) з кожним роком не буде зростати, то сировина закінчиться вже через півсторіччя [6].

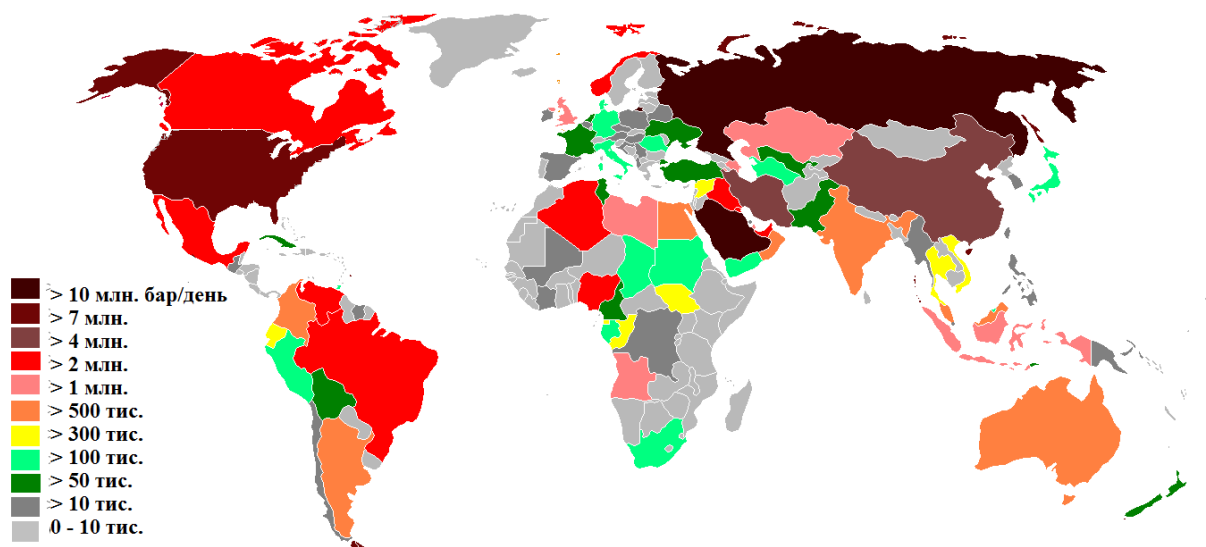


Рисунок 1.5 – Нафтовидобуток країн світу, барелів/день [5]

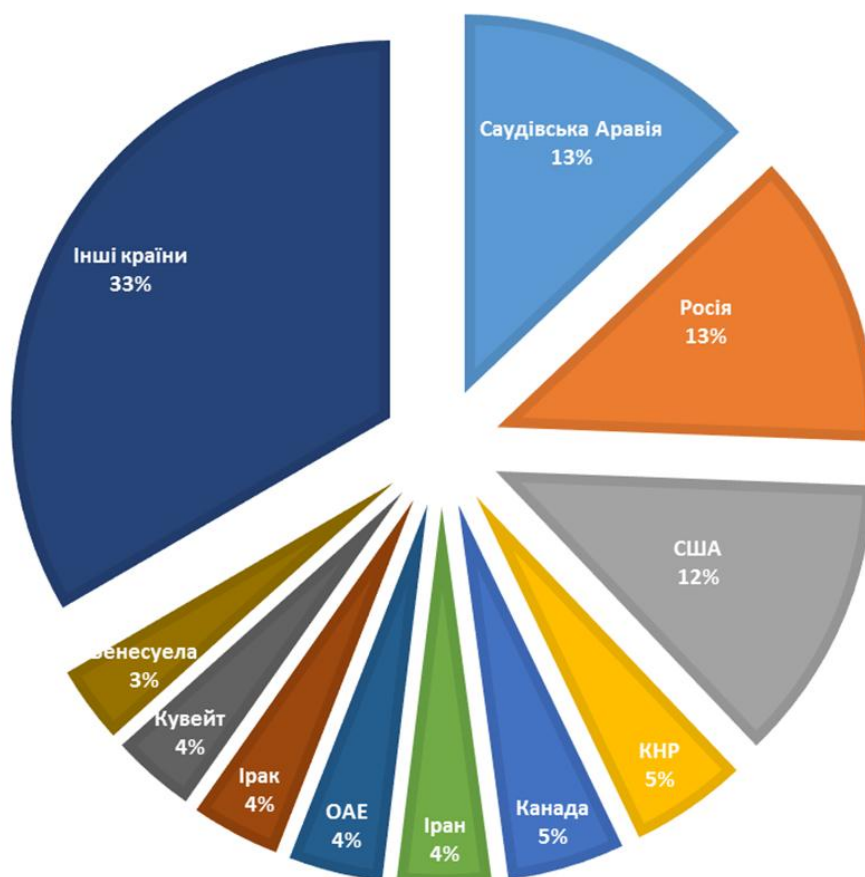


Рисунок 1.6 – Частка найбільших нафтовидобувних країн у світовому видобутку, % [5]

Тому важливими задачами, які постають перед виробниками ДТЗ, є проблеми зменшення витрати палива двигуном та пошук альтернативних до нафти джерел сировини для виробництва моторних палив.

Іншою проблемою, яка частково пов'язана зі збільшенням кількості ДТЗ, є погіршення екології довкілля, адже питома вага двигунів у забрудненні довкілля досягає 60% від загальної величини забруднення атмосфери [7].

Існують основні екологічні проблеми, пов'язані з використанням в двигунах нафтових палив [8]:

- проблема потепління клімату планети внаслідок «парникового ефекту». Цей ефект викликаний накопиченням в навколишньому середовищі двооксиду вуглецю (CO_2), метану, хлорфторвуглецю і низки інших газів, які поглинають інфрачервоне випромінювання, що викликає нагрівання навколоземної поверхні та охолодження у верхніх шарах атмосфери. При згорянні в ДВЗ нафтових палив у великих кількостях утворюється CO_2 , що являється одним з основних компонентів ВГ і вносить найбільший внесок в глобальне потепління;

- теплове забруднення навколишнього середовища. Енергія сонця, яка накопичувалась в корисних копалинах мільйони років, за короткий період вивільнюється при спалюванні традиційних палив в теплових установках;

- проблема кислотних дощів, що містять сірчану та азотну кислоти. Ці кислоти утворюються внаслідок попадання в атмосферу діоксиду сірки та оксидів азоту під впливом ультрафіолетового випромінювання. Значним джерелом оксидів сірки (SO_2) і оксидів азоту (NO_x) є ВГ ДВЗ;

- фотохімічний смог, пов'язаний з реакціями, що протікають під впливом ультрафіолетового випромінювання. Важливе місце у формуванні окисного смогу займає двооксид азоту, що потрапляє в атмосферу з ВГ ДВЗ. Набір кінцевих продуктів смогу включає озон, формальдегід, акролеїн, органічні озоніди та органічні кислоти;

- забруднення морів і річок нафтою та нафтопродуктами внаслідок витоків при видобуванні та транспортуванні;

- шум, вібрація і т.ін.

Ці та низка інших проблем, призводять до погіршення здоров'я людства, вимирання цілих видів тварин і рослин, зміни клімату планети та інших незворотних наслідків.

Частковим вирішенням цих проблем можна вважати використання АП, які, в порівнянні з традиційними нафтовими паливами, мають наступні переваги [9,10]:

- при використанні більшості АП знижується загальний вихід шкідливих речовин з ВГ, що пов'язано, в основному, з більш простою молекулярною структурою;

- при згорянні палив рослинного походження вивільнюється така кількість теплоти та двоокису вуглецю, яка була поглинена рослинами в процесі зростання. Це дозволяє значно знизити гостроту проблем, пов'язаних з «парниковим» ефектом та тепловим забрудненням довкілля;

- виробництво палив із власної сировини робить державу енергетично та економічно незалежною від імпорту нафти.

Таким чином, проблема заміни палив нафтового походження в дизелі є актуальною і передбачає проведення пошуку альтернативних джерел енергії та виконання всебічних досліджень щодо можливості використання АП дизелями ДТЗ.

1.2 Перспективи заміни палив нафтового походження альтернативними джерелами енергії

Для вирішення актуальної проблеми, наведеної вище, необхідно виконати аналіз ефективності використання різних АП в ДВЗ. При цьому дуже важливо розглянути комплекс вимог, що висуваються до фізико-хімічних властивостей АП. Ці властивості роблять визначальний вплив на перебіг робочих процесів в ДВЗ і, в кінцевому підсумку, визначають ефективність застосування того чи іншого палива.

Серед нетрадиційних палив, що використовуються в дизелях, виділяють нафтові палива та палива, що виготовляються із альтернативних джерел енергії. Нафтові палива та АП умовно поділяють на три основні групи [2,11]. До першої групи відносяться сумішеві палива, що вміщують нафтові палива та добавки нафтового походження (спирт, ефіри і т. ін.). Такі палива за своїми експлуатаційними властивостями, як правило, дуже близькі до традиційних нафтових палив. Друга група включає синтетичні рідкі палива, що за своїми властивостями наближаються до традиційних нафтових палив. Ці палива отримуються процесом переробки твердих, рідких та газоподібних корисних копалин (вугілля, горючих сланців, природного газу та газових конденсатів і т. ін.). До третьої групи відносяться нафтові палива (спирти, ефіри, газоподібні палива), які істотно відрізняються за своїми фізико-хімічними властивостями від традиційних нафтових палив.

Найперспективнішими серед АП є палива, що отримуються із газової сировини, вугілля та сланців, а також палива рослинного походження [2,11].

Найбільшого розповсюдження серед газових палив для ДВЗ отримали **природний газ**, використання якого на транспорті можливе як в стисненому, так і в скрапленому видах, а також зріджені вуглеводневі гази (пропан-бутанові суміші), що отримуються при переробці супутнього нафтового газу [2,11].

Стиснений природний газ (CNG) та скраплений природний газ (LNG) є привабливим АП. Природний газ, що піддається чистому згорянню, є поширеним і більш дешевим, ніж бензин та традиційне дизельне паливо. Його ресурси в світі дуже великі [11].

Переваги використання природного газу в дизелях [11,12]:

- економія до 50 – 70% дизельного палива;
- зниження в 2 – 2,5 рази димності ВГ та викидів твердих часток (ТЧ);
- зменшення до 25% сумарних викидів з ВГ токсичних газоподібних компонентів;
- на 3 – 5 дБ зменшується рівень шуму роботи двигуна;

- збільшення терміну служби оливи та міжремонтних термінів роботи двигуна;

- природному газу, на відміну від рідких палив, не потрібно випаровуватись з метою загоряння, тому відсутня проблема холодного запуску. Крім того можливість застосування в умовах низьких температур є великою перевагою у порівнянні, наприклад, зі спиртовими паливами;

- швидка і чиста заправка автомашин, що живляться LNG в порівнянні із заправкою дизельним паливом. Під час заправки дозуючий клапан, підключений до бака, утворюючи щільну систему, повністю виключає можливість розливу, яка зустрічається при заправці дизельним паливом. Для заправки приблизно 450 літрів палива необхідно від 3 до 5 хвилин, тобто менше, ніж у випадку заправки традиційних палив.

До недоліків природного газу відносяться:

- висока температура самозаймання (див. табл. 1.1), яка ускладнює використання газових палив в дизелях.

- проблема зберігання. Для того, щоб зберігати LNG необхідно застосовувати низькі температури (-126°C при 0,1 МПа). Вплив теплової енергії з навколишнього середовища на паливний бак, у якому зберігається природний газ, призводить до зростання тиску в баку, в результаті чого газ витікає через щілини в навколишнє середовище, або потрапляє в двигун [11];

- висока летючість, що призводить до виникнення загрози вибуху під час автомобільної катастрофи, або ушкодження бака .

Зріджений **пропан-бутан** LPG (Liquefied Petroleum Gas) є сумішшю нафтового газу і природних газів, проявляється в рідкому стані при температурі навколишнього середовища і тиску нижче 1,4 МПа.

Це найпоширеніше паливо серед усіх АП і застосовується в автотранспорті понад 70 років [11].

У газовому стані LPG має в два рази більшу щільність, ніж CNG. Характеризується високим октановим числом.

Для організації робочого процесу дизелів на газових паливах використовуються наступні способи [12]:

- займання робочої суміші за допомогою електричної іскри;
- передкамерно-факельне займання та використання електричного запалювання в передкамері;
- використання запальної дози дизельного палива.

Найбільшого розповсюдження отримав, так званий, газодизельний процес – займання основної газоповітряної суміші від запальної дози дизельного палива.

Перевага способу – відносна простота переобладнання дизеля на газове паливо без зміни конструкції двигуна [12].

Серед різних **спиртів** та їх сумішей найбільшого розповсюдження отримали метанол (CH_3OH) та етанол (C_2H_5OH). Вони можуть бути основними паливами для ДВЗ або використовуватись як добавки до стандартних палив [11,13].

Метанол отримують із природнього газу, вугілля, біомаси чи побутових відходів. Етанол виготовляють із харчових продуктів, або деревини.

Спиртові палива мають низку істотних недоліків, серед яких слід відмітити їх токсичність (особливо це стосується метанолу), корозійну активність та агресивність по відношенню до алюмінієвих сплавів, гуми та інших конструкційних матеріалів [11,14,15].

Використання спиртів в дизелях обмежується через низьке цетанове число, високу температуру самозаймання та погані мастильні властивості, що призводить до зношення паливної апаратури та циліндро-поршневої групи (див. табл. 1.1). Робота дизелів на спиртових паливах можлива при використанні суміші спиртів та дизельного палива з підвищеним цетановим числом, введенні в паливо активуючих присадок, подачі спиртів у вигляді пару та впорскуванні запальної дози суміші [11].

Основним недоліком використання спиртів у дизельному паливі є їх низька енергемісткість (див. табл. 1.1), що призводить до збільшення питомої витрати палива.

Таблиця 1.1 – Фізико-хімічні властивості дизельного та альтернативних палив [2]

Фізико-хімічні властивості палив	Палива						
	ДП	Стиснутий природний газ (CNG)	Зріджений нафтовий газ (LPG) (пропан)	Метанол	ДМЕ	Ріпакова олія	МЕРО
Формула складу	$C_{16,2}H_{28,5}^*$	CH_4	C_3H_8	CH_3OH	CH_3OCH_3	-	$C_{19}H_{36,6}O_2^*$
Густина при 20°C, кг/м ³	830	416**	490**	795	668**	916	877
В'язкість кінематична при 20°C, мм ² /с	3,8	-	0,17**	0,55	0,22**	75	8
Коефіцієнт поверхневого натягу σ при 20°C, мН/м	27,1	33,2	-	-	12,5	33,2	30,7
Теплота згоряння нижча Q_H , МДж/кг	42,5	50,3	46,5	20,1	28,9	37,3	37,8
Цетанове число	45	3	16	3	55-60	36	48
Температура самозаймання, °C	250	540	487	464	235	318	230
Температура помутніння, °C	-25	-	-	-	-	-9	-13
Температура застигання, °C	-35	-	-	-97,9	-	-20	-21
Температура кипіння, °C	180-360	-161,5	-42	64,5	-25	-	-
Теплота випаровування при температурі кипіння, кДж/кг	250	511	427	1115	497	-	-
Тиск насиченої пари при 0,1 МПа та 20°C, МПа	-	21,4	0,84	0,013	0,51	-	-
Кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг палива, кг	14,3	17,2	15,7	6,4	9,0	12,5	12,6
C , % по масі	87,0	76,0	81,8	37,5	52,2	77,0	77,5
H , % по масі	12,6	24,0	18,2	12,5	13,0	12,0	12,0
O , % по масі	0,4	0	0	50,0	34,8	11,0	10,5
Загальний вміст сірки, % по масі	0,20	-	0,015	-	-	0,002	0,002
Коксованість 10% залишку, %	0,2	-	-	-	-	0,4	0,3

Примітка: « - » – властивості не визначались; * – умовна формула складу; ** – густина та в'язкість рідкої фази

З точки зору енергомісткості та емісії токсичних речовин у ВГ **водень** є найкращим з усіх можливих палив. Молекула водню найпростіша за своєю структурою і під час її окислювання утворюється вода – найм'якіша речовина, яка міститься у ВГ [2,11]. Водень має практично найбільшу сировинну базу. Його отримують на базі природного газу та нафтопродуктів, або шляхом піролізу води.

Складність використання водню в дизелі пов'язана з тим, що він має високу температуру самозаймання (низьке цетанове число). Тому його можна використовувати тільки в газодизельному варіанті (із запальною дозою дизельного палива). При цьому стійка робота дизеля на водні можлива тільки у вузькому діапазоні сумішей, обмеженому пропусками займання та детонацією [14].

Використання водню дозволяє практично виключити викиди ТЧ, оксиду вуглецю (CO) та вуглеводневих сполук (C_mH_n) з ВГ. Це пояснюється відсутністю в цьому паливі вуглецю. Незначний вміст цих речовин у ВГ пояснюється згорянням частини моторної оливи, що потрапляє в камеру згоряння [11].

Проблеми, що стосуються використання водню в якості автомобільного палива, не пов'язані з ефективністю або емісією токсичних компонентів ВГ, а з поширенням, зберіганням (на заправних станціях), а також із безпекою. Існуючі схеми зберігання водню на борту транспортного засобу (балонна, металогідридна, криогенна) відрізняються складністю, дороговизною у виготовленні, більшими масами паливного контейнера.

Останнім часом в якості перспективних АП для дизелів є прості та складні ефіри мінерального, або органічного походження. Ефіри утворюються в результаті взаємодії неорганічних кислот та спиртів.

До простих ефірів відноситься **диметиловий ефір** (ДМЕ). Перевагами цього виду палива є високе цетанове число та добрі екологічні властивості.

Висока випаровуваність ДМЕ, його добра спалахуваність (табл. 1.1) позначаються на кращому сумішоутворенні, м'якій динаміці згоряння та

кращих пускових якостях дизеля [16,17,18]. Однак, перешкодою для широкого використання ДМЕ є його висока ціна, а також зростання годинної витрати палива та необхідність переобладнання системи живлення (більшість простих ефірів знаходяться в газоподібному стані).

Окрім простих ефірів в якості палива для дизелів можливе використання складних ефірів: жирів, ацетатів тощо.

Найбільш перспективним є використання жирів органічного (рослинного або тваринного) походження [19,20,21,22].

Враховуючи собівартість та доступність, найбільшого розповсюдження серед жирів набули **рослинні олії**, які характеризуються позитивними якостями. З табл. 1.1 видно, що олія ріпаку, наприклад, має високе цетанове число, в ній практично відсутні поліциклічні ароматичні вуглеводні. При спалюванні рослинних олій в навколишнє середовище викидається та кількість CO_2 , яка була поглинена рослинами в процесі фотосинтезу, і, таким чином, зберігається баланс «парникового» газу в атмосфері. Рослинні залишки та продукти переробки насіння являються сировиною для виробництва добрив та кормів для тварин. При попаданні на землю таке паливо не наносить екологічних збитків, в порівнянні з нафтовим [9,23].

З проведеного аналізу різних АП видно, що всі ці палива при відповідній організації робочого процесу ДВЗ є перспективними. Однак, у низці випадків, наприклад, при використанні водню, спиртів та газових палив, доводиться істотно змінювати конструкцію двигуна, що потребує великих затрат.

Виходячи з вищесказаного, на даному етапі розвитку вітчизняної альтернативної енергетики більш раціональним є використання в ДВЗ палив рослинного походження. Ці палива, основні властивості яких подібні до властивостей традиційного дизельного палива, можливо ефективно використовувати в дизелях без зміни конструкції, або незначної її модифікації.

1.3 Види рідкого біопалива для дизелів та шляхи його отримання

Ідея використання рослинної олії в якості палива для дизелів належала самому Рудольфу Дизелю [24]. В 1900 р. на всесвітній виставці в Парижі демонструвався двигун, який працював на арахісовій олії. При подальшому удосконаленні двигунів основна увага приділялася нафтопродуктам, але виснаження родовищ корисних копалин та необхідність заміни невідновлюваних джерел енергії призвели до відродження ідеї використання палив рослинного походження.

В залежності від природно-кліматичної зони актуальними для використання в якості палива та сировиною для дизельного біопалива є ті чи інші сорти олії. Серед найбільш використовуваних олій слід відзначити такі: соєва – найбільшого розповсюдження отримала в Бразилії, Аргентині, США та Китаї; пальмова – країни, що знаходяться в субтропічних зонах земної кулі (Малайзія); ріпакова (рапсова) олія – країни Центральної Європи і деякі країни Азії.

Рідке біопаливо, придатне для використання у дизелях, можливо одержати шляхом тонкої очистки, розгонки або етерифікації рослинної олії, що отримується пресуванням різних олійних сільськогосподарських культур [20,25,26].

Тонка очистка рослинної олії являє собою процес механічного фільтрування, з подальшим осадженням фосфорних сполук і видаленням рослинного клею та вологи. Після тонкої очистки олія може бути або безпосередньо використана в дизельних двигунах замість традиційного дизельного палива, або може бути використана в якості добавки до традиційного дизельного палива [20].

Згідно з відомостями, наведеними в роботах [27,28], при тонкому очищенні рослинної олії втрачається не більше 1...1,5% маси, що очищується. В таблиці 1.2 наведені відомості по кількості рослинної олії, яку можливо отримати з різних видів рослин методом пресування.

Таблиця 1.2 – Вихід олії при пресуванні різних видів рослин [20]

Насіння маслинних рослин	Віст олії, %	Середній вихід олії з однієї тонни насіння, кг
Соняшник	29...57	400
Соя	13...25	180
Ріпак	36...40	370
Коноплі	30...38	340
Арахіс, ядро	41...69	490

Розгонка (ректифікація) – процес розділу рідких фракцій, який базується на чергуванні багаторазового випаровування рідини з багаторазовою конденсацією парів [20]. Згідно з роботами [27,28] вихід кінцевого продукту (легкі фракції) складає в середньому 70% від початкової сировини.

Перелічені вище способи очищення рослинних олій мають низькі енергозатрати та простоту технологічного процесу. Фізико-хімічні властивості палив, що отримуються в результаті тонкої очистки та розгонки рослинних олій (табл. 1.3) відрізняються від традиційного дизельного палива більш високою густиною, кінематичною в'язкістю, і температурою спалаху, а також більш низькими значеннями теплоти згоряння і цетанового числа [29,30,31].

Таблиця 1.3 – Фізико-хімічні властивості рафінованих рослинних олій

	Ріпакова олія	Сосва олія	Соняшникова олія	Конопляна олія
Густина при температурі 15°C, кг/м ³	0,912	0,914	0,916	0,928
Кінематична в'язкість при температурі 40°C, мм ² /с	37,0	32,6	33,9	28,0
Цетанове число	37,6	37,9	37,1	46,5
Температура спалаху, °C	246	254	274	237
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	39,7	39,6	36,6	36,7
Температура помутніння, °C	-3,9	-3,9	7,2	-
Температура застигання, °C	-31,7	-12,2	-15	-21

Використання чистих олій в дизелі традиційної конструкції призводить до виникнення низки проблем, пов'язаних зі значними відмінностями у фізико-хімічних властивостях рослинної олії та дизельного палива (табл. 1.1) [15,32]. На поверхнях деталей камери згоряння можливе виникнення вуглецевих відкладень, закоксуваність отворів розпилювача, виникнення жирових відкладень в паливному баці та каналах паливної апаратури, вихід з ладу паливних фільтрів, руйнування палив мікроорганізмами [15,33,32].

За результатами досліджень [34,35,36,37,38] встановлено, що використання чистої олії можливе лише в дизелях з роздільною камерою згоряння та штифтовими форсунками, при цьому спостерігається зростання крутного моменту дизеля на 5...10%, підвищення масової витрати палива на 20...25% та зниження викидів ШР з ВГ.

У світі розроблялися конструкції двигунів, призначених для роботи на рослинних оліях. Найбільш відомими серед таких двигунів є дизелі фірми Elsbett (Німеччина) [33,39], що встановлювались на автомобілі Volkswagen Golf (рис.1.7).



Рисунок 1.7 – Двигун Elsbett ELKO 3.82.92T на автомобілі Volkswagen Golf

Цей двигун був на 25 % економнішим за найсучасніші конструкції 1980-х років. Конструкція системи живлення, камери згоряння та системи охолодження (не потребує рідинного охолодження, так як олія виконує роль палива та охолоджувача) дозволяє отримати високий коефіцієнт корисної дії (ККД) за рахунок мінімізації втрат енергії на тепловідведення, знизити негативні наслідки використання нерафінованих рослинних олій [33,39].

Поряд з розробкою нових двигунів, що працюють на чистих оліях, багато досліджень присвячено роботі двигунів традиційної конструкції на сумішах рослинних олій з різними паливами. В роботах [32,40] встановлено, що зниження в'язкості олії може досягатися додаванням в неї бензину, гасу або пропанолу. Однак, при цьому підвищується пожежонебезпечність суміші.

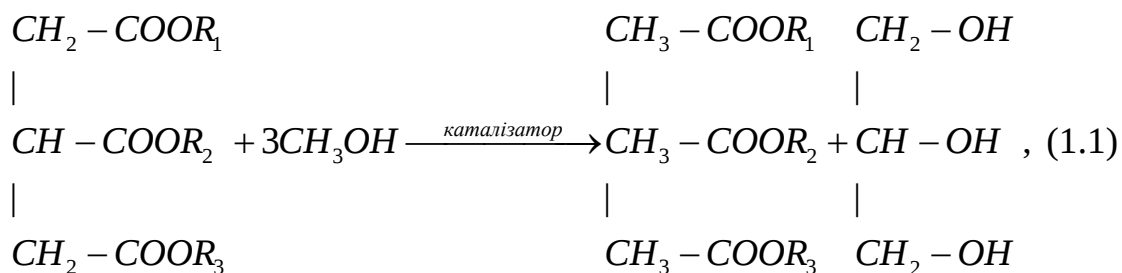
В роботі [32], спрямованій на дослідження суміші різної концентрації рослинної олії та дизельного палива, відзначалося, що на середніх і високих навантаженнях при роботі на сумішах витрата палива була на 2...5% вище, ніж на дизельному паливі, але температури ВГ були практично однакові. При цьому, в ємностях, де знаходились суміші, було виявлено осад, на стінках – сліди слизу і жиру.

При суміші 25% дизельного палива та 75% олії спостерігається падіння потужності на 4,5% при незмінному регулюванні паливної апаратури [32,41].

Одержати паливо з рослинних олій з фізико-хімічними властивостями, близькими до властивостей традиційного дизельного палива, можливо за допомогою процесів етерифікації [20,25,26].

Етерифікація – хімічний процес, який відбувається між рослинними оліями, які з хімічної точки зору є тригліцеридами (гліцериновими ефірами насичених жирних кислот) та одновалентними спиртами в присутності каталізаторів (рис. 1.8), в результаті якого отримуються метилові або етилові ефіри жирних кислот та гліцерин. Рідким паливом, що отримується в процесі етерифікації, є дизельне біопаливо [20].

Процес етерифікації проходить при температурі 60...80 °С і атмосферному тиску наступним чином [20]:



де R_1, R_2, R_3 - радикали жирних кислот.

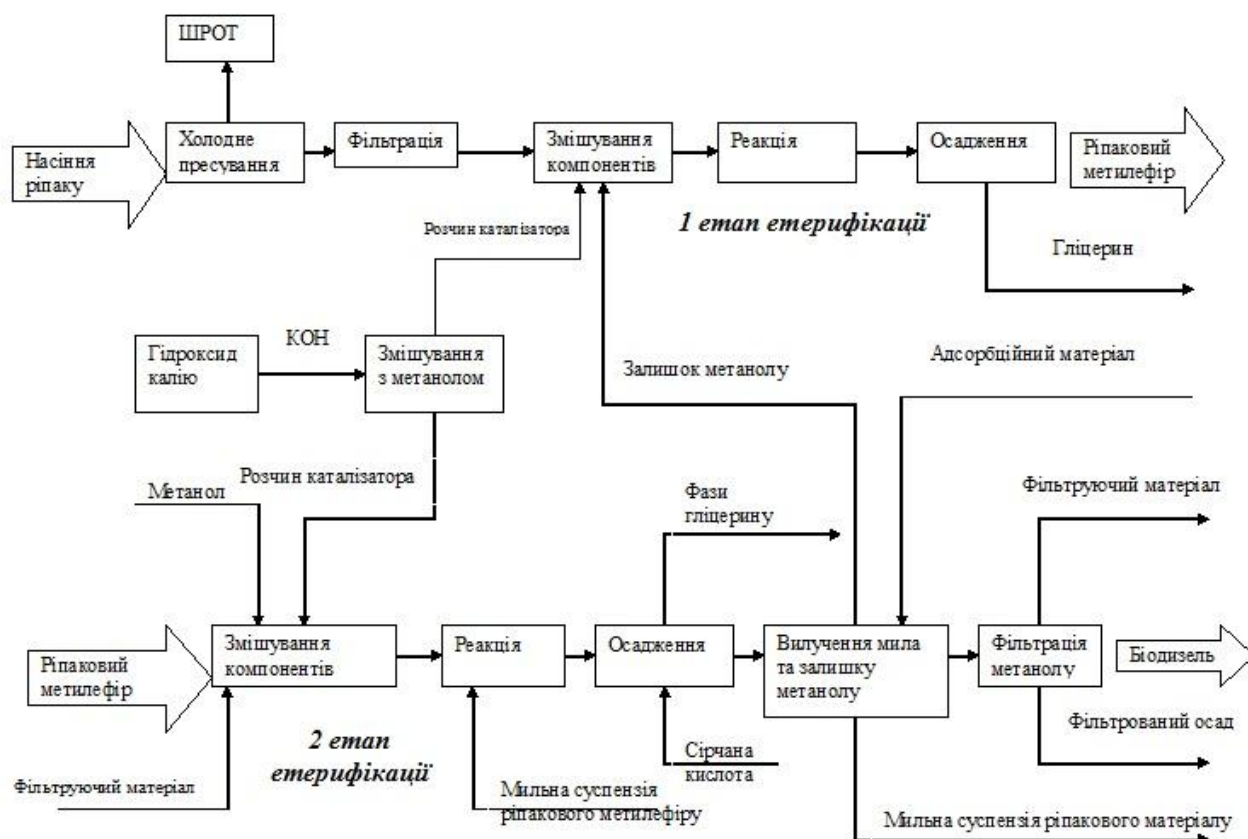


Рисунок 1.8 – Принципова схема виробництва дизельного біопалива [20]

При виробництві дизельного біопалива використовуються одноатомні спирти та їх ізомери [42]. В табл. 1.4 наведено основні фізико-хімічні властивості спиртів, що можуть бути використані для виробництва дизельного біопалива [30]. Погіршення розділення фракцій дизельного біопалива та необхідність використання більшого об'єму спирту є наслідком підвищення молекулярної маси спирту [30].

Таблиця 1.4 – Фізико-хімічні властивості одноатомних спиртів

Спирт	Хімічна формула	Молекулярна маса, г/моль	Густина ($t=20^{\circ}\text{C}$), г/см ³	Співвідношення (3 моля спирту до 1 моля тригліцериду)
Метанол	CH_3OH	32	0,792	11
Етанол	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	46	0,789	15
Пропанол	$\text{C}_3\text{H}_8\text{OH}$	60	0,838	20
Бутанол	$\text{C}_4\text{H}_{10}\text{OH}$	74	0,801	25
Пентанол	$\text{C}_5\text{H}_{12}\text{OH}$	88	0,814	30

Найбільш розповсюдженими в якості палив для дизелів є етилові та метилові ефіри. В роботах [9,11,20,23,43] розглянуто переваги та недоліки використання метилового та етилового спиртів під час виробництва дизельного біопалива. Перевагами етилового ефіру вважається менша токсичність в процесі виробництва, а також менша агресивність до деталей двигуна в процесі експлуатації. Метилові ефіри мають непродуктивне призначення, нижчу в'язкість, кращу економічність та більш простий процес виробництва, в порівнянні з етиловими ефірами, що сприяє їх більш широкому використанню в якості моторного палива.

З метою прискорення перебігу реакції етерифікації використовують кислотні або лужні каталізатори [30]. Кислотні каталізатори (сірчана кислота, соляна кислота, р-толуолсульфонова кислота і т.ін.) в зв'язку з високою собівартістю не набули широкого розповсюдження і, переважно, використовуються лише в реакціях з оліями, які мають значний об'єм жирних кислот, що нейтралізує дію лужних каталізаторів [44].

Лужні каталізатори (гідрооксид калію, гідрооксид натрію та ін.) широко використовуються в процесі виробництва дизельного біопалива. Ефективність реакції етерифікації при використанні різних лужних каталізаторів майже ідентична. На сьогоднішній день, переважно використовуються гідрооксиди калію або натрію [20].

В результаті процесу етерифікації із 1040 кг ріпакової олії та 144 кг метанолу можна отримати 1000 кг метилових ефірів ріпакової олії (МЕРО) та близько 200 кг гліцерину (табл. 1.5) [20].

Таблиця 1.5 – Матеріали, що використовуються, та продукти, що отримуються при виробництві МЕРО

Витратні матеріали		Продукти, що отримуються	
вид	маса, кг	вид	маса, кг
Насіння ріпаку	3050	Спресована макуха	1952
Ріпакова олія	1040	МЕРО	1000
Метиловий спирт	144	Гліцерин	200
Гідроксид калію	19		
Фільтруючий матеріал	6		

При переробці насіння ріпаку отримують також ріпакову макуху, яка є високобілковим концентратом для годівлі сільськогосподарських тварин (табл. 1.5). За своїми властивостями вона не поступається соєвій та соняшниковій макухам і містить до 40% протеїну та 8...11% жиру [2].

МЕРО може бути як самостійним паливом, так і сумішевим (в суміші з дизельним паливом).

Враховуючи переваги та непродуктивне призначення метилового спирту (метанолу), можна встановити, що МЕРО, отримані в результаті етерифікації жирних кислот ріпакової олії з метанолом в присутності каталізатора – гідроксиду калію, є одними з найбільш перспективних АП для використання в дизелях в умовах України.

1.4 Досвід з виробництва та використання дизельного біопалива у світі

Перехід на застосування палива на основі рослинних олій та продуктів її переробки дозволить частково вирішити проблему сучасності – в певній мірі задовольнити постійно зростаючі потреби в енергії без збитку для навколишнього середовища [45,46].

З цією метою в деяких країнах розроблений комплекс заходів, до якого входить законодавче регулювання, планування об'ємів виробництва, пільгове оподаткування, бюджетна підтримка з боку держави та інше.

Провідне місце в галузі виробництва та споживання дизельного біопалива в Європі займають країни Європейського Союзу (ЄС). Це пояснюється розвиненою нормативно-правовою діяльністю, направленою на стимулювання використання більш чистих джерел енергії, ніж традиційне дизельне паливо [47], а також прийнятими податковими пільгами для виробників дизельного біопалива.

Майже 80% дизельного біопалива в країнах ЄС виробляється з ріпакової олії, але в якості альтернативи для рослинних олій активно впроваджуються перероблені кулінарні олії та жири. Дизельне біопаливо, отримане з даної сировини, вдвічі дешевше, ніж з рослинних олій. В Австрії та Німеччині побудовано два заводи для виробництва дизельного біопалива з відпрацьованих кулінарних олій та жирів загальною потужністю понад 100 тис. тонн на рік [48].

В європейських країнах біопаливо використовують за двома принципово різними схемами. За першою схемою основним споживачем біопалива є автотранспорт та автобуси, проїзд котрих в окремих містах та провінціях на традиційному дизельному паливі заборонений. Характерним прикладом є Франція, де біопаливо виробляється централізовано на потужних установках продуктивністю 5...10 тис. тонн на рік.

За другою схемою дизельне біопаливо використовується, в основному, аграріями. Фермери або їх кооперативи отримують від держави податкові пільги, купують малопотужні установки продуктивністю від 300 до 3000 тонн на рік. Вони самі вирощують ріпак і з нього ж виробляють біопаливо, яке використовується у власній техніці. В Німеччині за кожен засіяний гектар ріпаку фермер Німеччини одержує від держави близько 300 євро [49].

На сьогоднішній день в Європі найбільш поширена 10% добавка дизельного біопалива до мінерального палива. Вказана суміш одержала назву B10 [50].

Однак, можливості заміни дизельного палива на рослинні палива обмежена. Це пов'язано з деякими причинами. По-перше, в Європі невелика кількість орних земель, а значить і обмежені можливості їх засіву олійним культурами. По-друге, врожайність ріпаку відрізняється в різних країнах. По-третє, відрізняються обсяги споживання дизельного палива відповідними ДВЗ, а також і сама динаміка збільшення кількості дизелів. Тому частка дизельного палива, яка може бути заміщена біопаливами, в різних країнах Європи неоднакова [51].

Лідерами по виробництву дизельного біопалива серед країн Південної Америки є Бразилія та Аргентина [47]. Майже все дизельне біопаливо, що виробляється в Бразилії, виготовлене із соєвої олії (близько 85%), призначене для внутрішнього ринку і використовується в якості 5% добавки до традиційного дизельного палива (B5). Більша частина дизельного біопалива в цій країні виробляється на чотирьох провідних підприємствах.

Ефективним стимулом для виробництва дизельного біопалива в Бразилії стала програма «Probiodiesel», розроблена міністерством Науки і технології і прийнята в травні 2002 р [47].

За виробництвом дизельного біопалива Аргентина займає третє місце в світі, після Бразилії та Німеччини, а по його експорту – перше. Для виробництва біопалива в Аргентині використовується соєва та кукурудзяна олія. Цьому сприяє досить розвинуте сільськогосподарське виробництво та система логістики, яка пов'язує місця сільськогосподарського виробництва з експортною інфраструктурою держави [52].

В Аргентині зареєстровано 19 підприємств загальною продуктивністю 2,3 млн. т. Продуктивність найбільшого заводу становить 480000 тонн за рік .

На внутрішньому ринку Аргентини біопаливо використовується в якості 5% добавки до мінерального палива, але в перспективі планується перехід до 7 та 10% добавки [47].

Основним виробником та споживачем дизельного біопалива в Північній Америці є США. На теперішній час в цій країні створена галузь виробництва та

реалізації дизельного біопалива, що включає близько 160 заводів загальною потужністю 10,833 млрд. л в рік, понад 1100 дистриб'юторів та більше 300 тис. роздрібних торговців [53].

Основною сировиною для виробництва дизельного біопалива в США є соєва олія. В 2007р. затверджено національний стандарт на дизельне біопаливо ANSI/ASTM D 6751. Близько 80% виробленого дизельного біопалива використовується в якості 20% добавки до дизельного палива [53].

З 1990 року в країні затверджено понад 30 законодавчих актів та державних програм, спрямованих на підтримку виробництва та реалізації дизельного біопалива в США. Однією з основних є прийнята Міністерством сільського господарства програма «Біоенергія», згідно з якою надаються субсидії (до 40%) на закупівлю соєвої олії та тваринного жиру, які використовуються при виробництві дизельного біопалива [53]. Проте, незважаючи на вказані заходи, спрямовані на стимулювання використання дизельного біопалива, через відносно високу вартість (80...90 центів за літр) рівень його споживання в США становить близько 0,1% від загального споживання автомобільного палива країни.

Виробництво дизельного біопалива в Канаді не набуло загальнодержавного масштабу через значні запаси нафтових родовищ. В 2001 р. в цій країні було введено в експлуатацію перший експериментальний завод з виробництва дизельного біопалива. Технологію виробництва розроблено в університеті Торонто. Основною сировиною для виробництва дизельного біопалива служать ріпакова та соняшникова олії. Якість дизельного біопалива відповідає стандартам EN 14214 та ANSI/ASTM D 6751 [53].

Основною сировиною для виробництва дизельного біопалива в азійсько-тихоокеанському регіоні є пальмова та соєва олія, а лідерами серед виробників є Малайзія, Індонезія, Філіппіни, Індія, Китай та Австралія [47].

Виробництво дизельного біопалива в країнах Африки та Близького Сходу практично відсутнє. Це пов'язано з відсутністю родючих ґрунтів та значними обсягами виробництва нафтових палив. Проте, США та деякі країни Європи

розглядають можливість надання фінансової допомоги країнам Африканського континенту з метою розвитку сировинної бази для виробництва дизельного біопалива [47].

Найбільшими виробниками дизельного біопалива серед країн Східної Європи є Росія, Білорусь та Україна. В Росії не існує єдиної державної програми розвитку виробництва та споживання дизельного біопалива, що пов'язано, в першу чергу, зі значними запасами мінеральних енергоресурсів, але в окремих областях та республіках вже створено регіональні програми [54].

Станом на 2007 р. в Росії було збудовано лише два заводи, що виробляли дизельне біопаливо з ріпакової олії, та планувалось будівництво ще одного в Татарстані. Переважна більшість переробленої сировини експортується до Європи.

В Білорусі розроблено державну програму розвитку виробництва та використання дизельного біопалива [55]. Починаючи з 2011 р., компанія «Білорусьнефть» реалізує дизельне паливо з 5% вмістом дизельного біопалива на основі ріпакової олії у відповідності з вимогами ТУ ВУ 500036524.121-2008. Основними споживачами дизельного біопалива є великі державні підприємства. На теперішній час загальна частка реалізованого дизельного біопалива складає 30% від загального об'єму дизельного палива [55].

За прогнозами Міжнародного енергетичного агентства (ІЕА), світове виробництво біопалив зросте з 20 млн. тонн енергетичного еквівалента нафти в 2005 році до 92–147 млн. тонн в 2030 році. Щорічні темпи приросту виробництва становлять 7...9% [45,46].

Отже, за різними прогнозами до 2030 року частка біопалив в загальному об'ємі моторного палива значно зросте і складатиме близько 6%.

1.5 Потенціал виробництва дизельного біопалива в Україні

Нестабільність ринку нафтопродуктів, зростання цін на нафту загострює необхідність використання альтернативних видів палива для потреб України.

Одним з основних шляхів вирішення проблеми енергозабезпечення України, яка має великі площі орних земель (рис. 1.9), є використання ріпакової олії для виробництва дизельного біопалива. Дизельне біопаливо має наступними перевагами [9,56]:

- є відновлювальним джерелом енергії;
- майже не містить сірки, тому його використання зменшує викиди в атмосферу сірчаного ангідриду (на 1 тис. тонн у разі заміни 250 тис. тонн дизельного пального з нафти такою ж кількістю біодизеля з ріпаку);
- при спалюванні дизельного біопалива не підсилюється «парниковий» ефект, оскільки ріпак, як і вся біомаса, є CO_2 – нейтральним;
- високий ступінь біологічного розкладу за відносно короткий період. Згідно з міжнародним тестом СЕС L-33A-93 за 21 день біологічний розклад сягає 90%;
- зменшується концентрація шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Зокрема, димність газів зменшується вдвічі, а концентрація CO , CH і твердих частинок, особливо сажі, знижується на 25 – 30%;
- має значно кращі мастильні властивості;
- як продукт переробки рослинної сировини біодизель не містить канцерогенних речовин, таких як поліциклічні ароматичні вуглеводні та, особливо, бенз(α)пірен;
- ріпакова олія відзначається більшим, порівняно з традиційним дизельним паливом, вмістом кисню (11% та 0,4% відповідно). Тому для повного згоряння 1 кг ріпакової олії потрібно менше, ніж для традиційного дизельного палива, повітря (12,9 та 14,45 кг відповідно).

Сировинна база для виробництва дизельного біопалива в Україні досить різноманітна. В роботах [20,57] виконано аналіз сільськогосподарських культур

України, які можливо використовувати в якості сировини для виробництва дизельного біопалива (табл. 1.6).

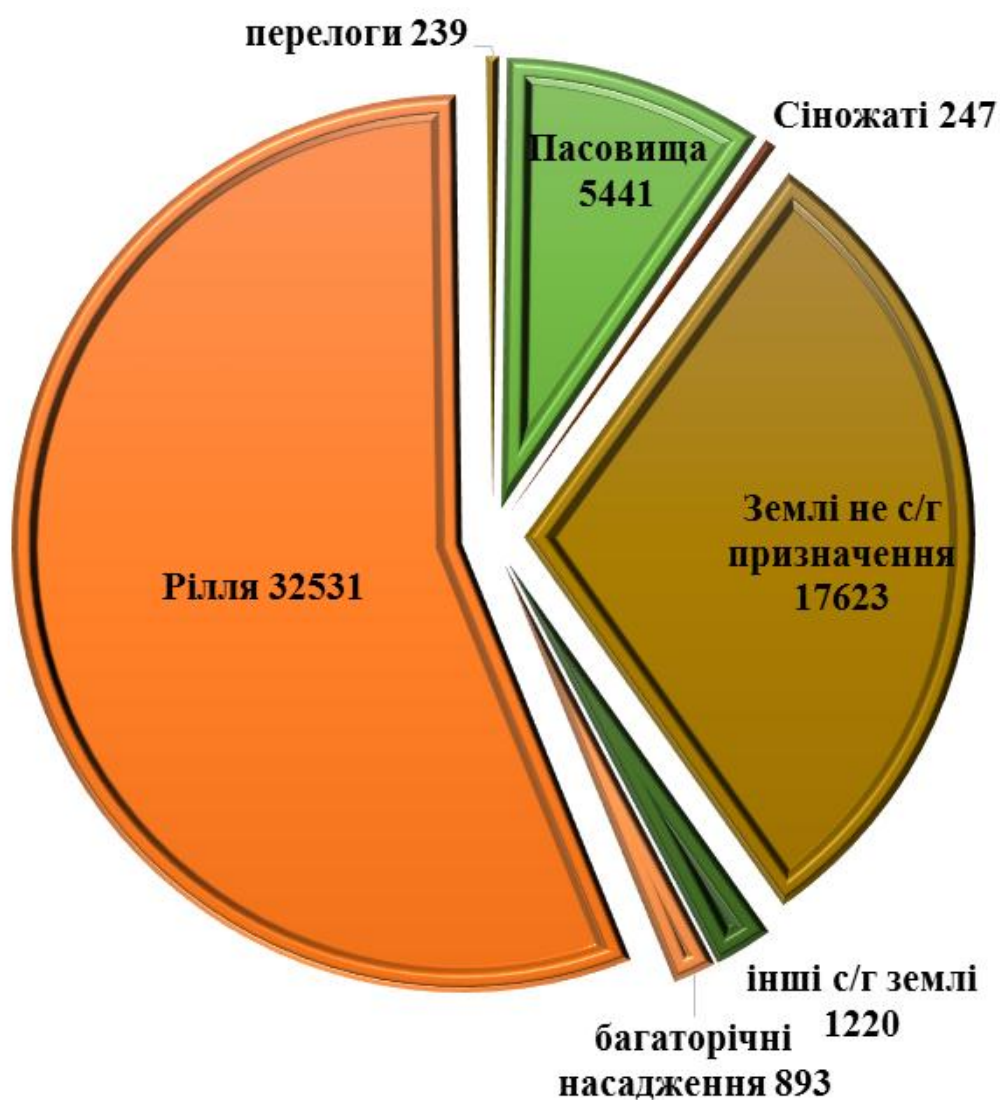


Рисунок 1.9 – Земельний фонд України, га

Таблиця 1.6 – Середній вихід рослинної олії та дизельного біопалива з різних видів сільськогосподарських культур України

Сільськогосподарська культура	Вміст олії, %	Середній вихід олії з однієї тонни насіння, кг	Середній вихід дизельного біопалива при етерифікації однієї тонни насіння, кг
1. Соняшник	29...57	400	350
2. Соя	13...25	180	170
3. Ріпак	36...40	370	340
4. Коноплі	30...38	340	-

Зважаючи на урожайність ріпаку (рис. 1.10), вміст олії в тонні насіння та непродовольче призначення, найбільш ефективно використовувати олію ріпаку [58].

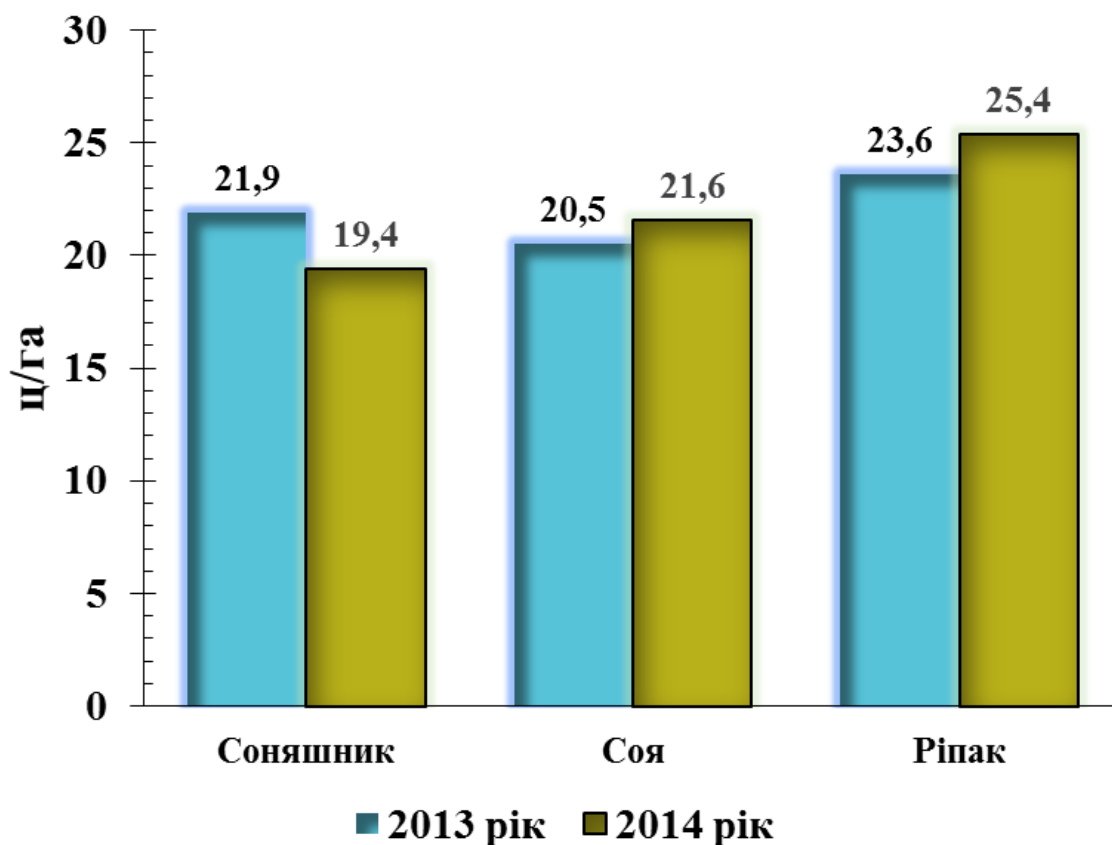


Рисунок 1.10 – Динаміка урожайності основних олійних культур України [59]

Ріпак (свиріпа, рапс) – однорічна олійна рослина з родини хрестоцвітних. Розрізняють дві форми ріпаку: ріпак ярий (кольза) і ріпак озимий. При цьому врожайність насіння озимого ріпаку складає 10...30 ц/га, ярого – 8...15 ц/га.

Можливість комплексного використання ріпаку показані на рис. 1.11.

Так як ріпакова олія містить досить високу кількість ерукової кислоти (табл. 1.7), котра не повністю розкладається в організмі і є однією з причин накопичення жирів у м'язах та ураження міокарду, використання ріпакової олії у харчовій промисловості обмежене. Це дозволяє використовувати її у повному обсязі при виробництві дизельного біопалива.

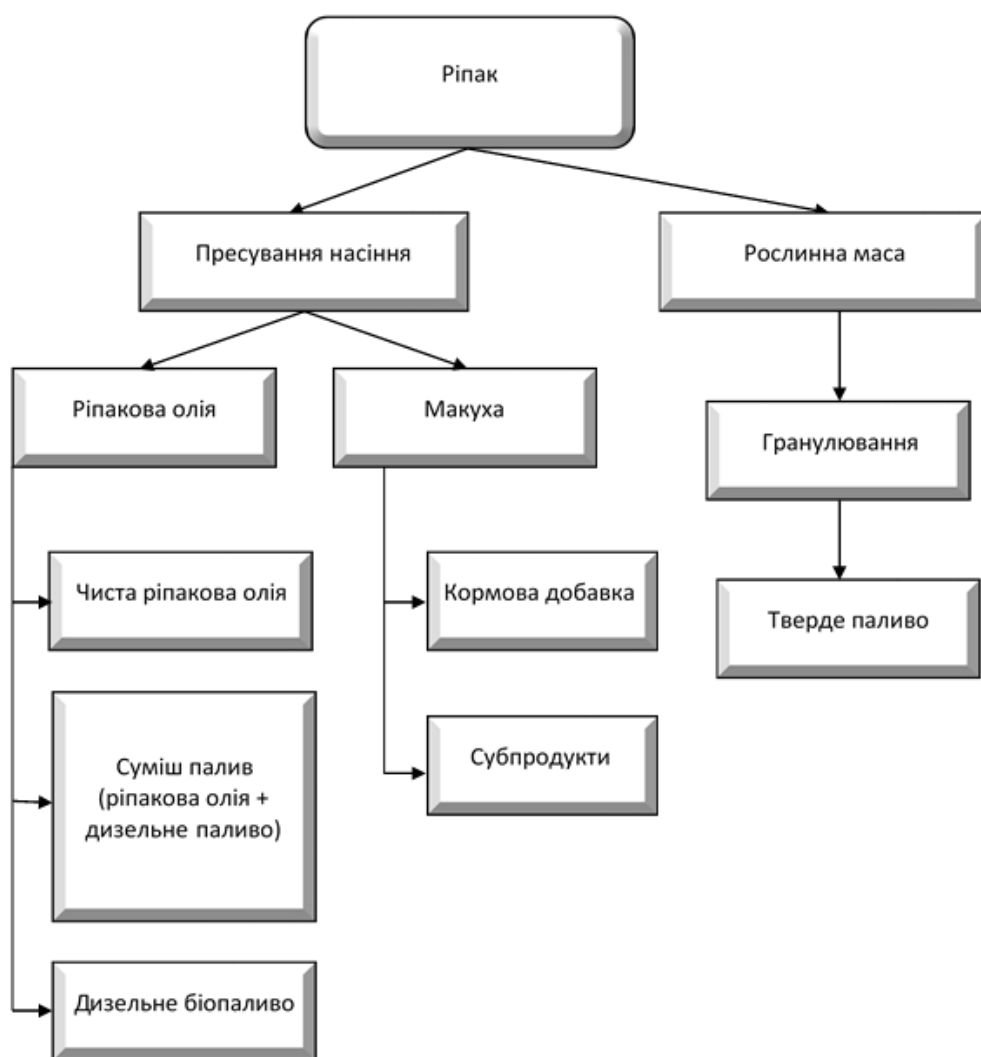


Рисунок 1.11 – Комплексне використання ріпаку [33]

Ріпакова олія середнього складу містить як насичені жирні кислоти – пальмітинову та стеаринову, так і ненасичені – олеїнову, лінолеву, ліноленову, ейкозенову, ерукову (табл. 1.7) [2].

Таблиця 1.7 – Вміст жирних кислот в ріпаковій олії середнього складу

Жирна кислота	Формула складу	Вміст, % (по масі)
Пальмітинова	..	4,8
Стеаринова	$C_{18}H_{36}O_2$	1,7
Олеїнова	$C_{18}H_{34}O_2$	43,7
Лінолева	$C_{18}H_{32}O_2$	20,9
Ліноленова	$C_{18}H_{30}O_2$	8,5
Ейкозенова	$C_{20}H_{38}O_2$	4,5
Ерукова	$C_{22}H_{42}O_2$	15,6

Технічно доступний потенціал виробництва дизельного біопалива з ріпаку, соняшнику та сої в Україні становить більше 37,6 ТВт·год/рік [60]. Для цього необхідна площа для вирощування рослинної сировини близько 65500 км², з якої можливо одержати 3,6 млн т/рік дизельного біопалива [60].

В Україні вирощується олійних культур (соняшник, ріпак, соя) в 2,5 рази більше, ніж потрібно державі, щоб забезпечити вітчизняних споживачів олією, а аграріїв дизельним біопаливом [61].

Для вирощування ріпаку, як однієї із самих затребуваних культур для виробництва дизельного біопалива, в Україні склалися досить сприятливі умови.

Загальна структура посівів в Україні наведена на рис. 1.12.



Рисунок 1.12 – Загальна структура посівів в Україні [59]

Найсприятливіші агроєкологічні умови для вирощування озимого та ярого ріпаку в Україні на Поліссі та в лісостеповій зоні. Поряд із традиційним регіоном, де вирощують ріпак (Західна Україна), найперспективнішими вважаються Чернігівська, Сумська, Полтавська і Черкаська області [62].

Враховуючи той факт, що ріпак покращує структуру ґрунту, очищує його від радіонуклідів, запобігає розповсюдженню стронцію ґрунтовими водами, особливо привабливим регіоном для вирощування цієї культури є Чорнобильська зона. Близько 100 тис. га забруднених земель в Україні придатні для вирощування технічних культур [23,63].

Для підтримки і розвитку виробництва дизельного палива в Україні існують наступні нормативні документи [9]:

- Закон України «Про альтернативні види рідкого та газового палива», у якому, крім визначення термінів та ознак АП, наведено економічний механізм стимулювання, а також відповідальність за порушення існуючого законодавства у сфері АП;

- Указ Президента «Про заходи по розвитку виробництва палива з біологічної сировини» від 26.09.2003 р., який добре узгоджується з Директивою 2003/30/ЄС Європейського парламенту і Ради ЄС від 08.05.03 р. «Про сприяння використанню біологічного та інших видів палива з відновлювальних ресурсів»;

- Програма розвитку виробництва дизельного біопалива, затверджена Постановою Уряду №1774 від 22 грудня 2006 року. Вона визначала перспективи вирощування ріпаку, створення регіональних зон концентрованого вирощування ярого та озимого ріпаку площею до 70 тис. га та реалізацію будівництва заводів з виробництва дизельного біопалива. Цією Програмою передбачалося на першому етапі сформувати сировинну, технічну та технологічну базу для виробництва дизельного біопалива, а на другому етапі (з 2008 по 2010 роки) – будівництво заводів дизельного біопалива у зонах концентрованого вирощування ріпаку.

З 2007 року введені в експлуатацію заводи з виробництва дизельного біопалива в Одеській та Херсонській областях [64]. Низка аграрних підприємств використовують міні-заводи (наприклад такі, як на рис. 1.13) та установки з виробництва дизельного біопалива для власних потреб.

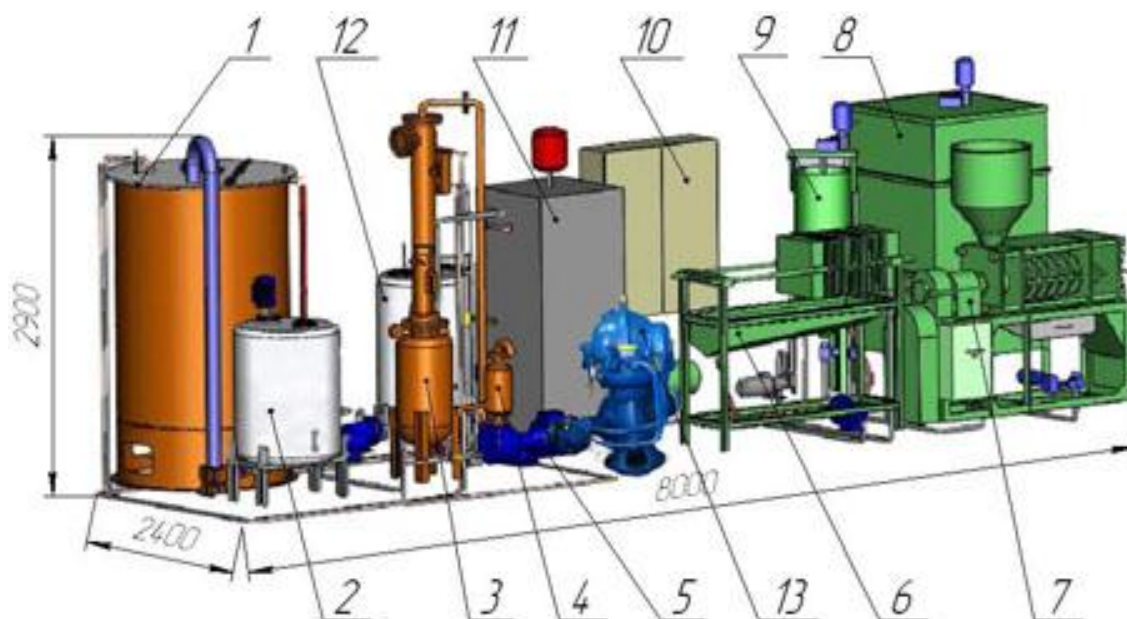


Рисунок 1.13 – Загальна схема обладнання міні-заводу МЗДП-1 для виробництва дизельного біопалива (виробник ТОВ «Елерон», м. Київ) [65]: 1 – реактор; 2 – місткість для суміші метанолу та гідроксиду калію; 3 – апарат ректифікації; 4 – адсорбер; 5 – вакуум-насос; 6 – фільтр-прес; 7 – відтискний прес; 8 – місткість для накопичення олії; 9 – відстійник; 10 – шафа керування; 11 – водонагрівач; 12 – місткість для води; 13 – сепаратор

Незважаючи на стрімке зростання протягом останніх років обсягів вирощеного ріпаку, велика частина його насіння (близько 90%) експортується в країни Європи [59]. Тому динаміка виробництва цієї біопаливної культури в Україні напряму залежить від світових тенденцій розвитку даного сектора та відповідних інвестиційних потоків в галузь [63].

Перехід на екологічно чисті види палива є вимогою часу. Але потрібна чітка державна політика для повного використання всіх ресурсів України для забезпечення потреб держави у виробництві вітчизняного біопалива. Для цього необхідно визначитись чи в Україні буде вирощуватися тільки сировина для країн Європи, чи буде налагоджено не тільки виробництво, а й можливості його збуту і заправок дорожніх транспортних засобів екологічно чистим біопаливом.

Використання дизельного біопалива допоможе вирішити низку енергетичних, економічних та екологічних проблем, які існують в Україні, і зробить вагомий внесок у створенні повної незалежності від імпорту нафти.

1.6 Дослідження впливу дизельного біопалива на експлуатаційні показники ДТЗ з дизелями

Результати досліджень зміни паливної економічності та екологічних показників при роботі ДТЗ на дизельному біопаливі у своїх роботах висвітлювали провідні вчені України та світу. Серед них д.т.н., проф. Гутаревич Ю.Ф., д.т.н., проф. Поляков А.П., д.т.н., проф. Пилипенко О.М., д.т.н., проф. Анісімов В.Ф., д.т.н., проф. Матейчик В.П., д.т.н., проф. В. Льотко, д.т.н., проф. Луканин В.Н., д.т.н., проф. Девянин С.М., д.т.н., проф. Марков В.А., к.т.н., проф. Говорун А.Г., к.т.н., проф. Корпач А.О., к.т.н., проф. Хачиян О.С., к.т.н., доц. Семенов В.Г. та інші.

Експериментальні дослідження дизеля 4ЧН12/14 на традиційному, сумішевому та альтернативному паливах, приведені в [66], дозволили отримати можливість зниження витрати палива на 7% при збільшенні тиску впорскування, збільшенні кількості отворів розпилення до 6 і зменшенні тиску наддуву повітря.

В роботі [67] показано, що при використанні біопалив повинні застосовуватись раціональні значення ступеня стиснення, кута випередження впорскування та тиску наддуву, які забезпечують зменшення токсичності ВГ дизеля та покращення його паливної економічності.

Ефективність використання суміші дизельного палива з МЕРО в дизелі Д-24.12С приведена в праці [68]. Встановлено підвищення питомої витрати дизельного біопалива в межах 5%, при цьому спостерігається зниження димності ВГ до 21%.

В роботах [28,69] наведено результати досліджень дизеля з роздільною камерою згоряння при роботі на дизельному біопаливі. В них відмічається

підвищення ефективного ККД дизеля та зниження викидів оксиду вуглецю, вуглеводневих сполук та сажі при деякому підвищенні викидів оксидів азоту.

За результатами досліджень [70], що були проведені на дизелі СМД 14Н з роздільною камерою згоряння і спрямовані на вивчення можливості та ефективності використання сумішей дизельного палива і при різному вмісті МЕРО, встановлено, що при різному вмісті МЕРО ефективна потужність дизеля знижується на 12%, а питома витрата палива зростає на 10...13%. При цьому спостерігається зниження димності на 19% та викидів CO – на 30...40%.

Дослідження, представлені в роботі [71], показали що при використанні сумішей дизельного палива та МЕРО з різним вмістом дизельного біопалива підвищується ефективний ККД дизеля СМД 19Т.06 з 0,37 при роботі на штатному дизельному паливі до 0,38 при роботі на МЕРО в режимі повної потужності та з 0,396 до 0,408 в режимі максимального крутного моменту. При роботі на дизельному біопаливі спостерігається погіршення паливної економічності на 11%, в порівнянні з дизельним паливом, підвищення концентрації оксидів азоту на 26...32% та зниженням димності ВГ.

В праці [33] проаналізовано дослідження, проведені різними науково-дослідними організаціями відносно використання МЕРО в дизелях ДТЗ. За результатами аналізу встановлено, що при роботі на МЕРО має місце зниження потужності до 5%, на часткових навантаженнях – підвищення годинної і питомої ефективної витрат палива до 3...6% у порівнянні з дизельним паливом. Визначено, що при згорянні МЕРО в дизелях із передкамерою знижується концентрація токсичних компонентів, а саме: CO – на 10...12%; CO_2 – на 25...30%; сажі – на 50...52%. Викиди NO_x підвищуються на 10...15%.

У ВГ дизеля, що працюють на МЕРО, відсутні викиди оксидів сірки SO_2 і SO_3 , які є однією з причин кислотних дощів.

При роботі на МЕРО кількість поліциклічних ароматичних вуглеводнів знижується майже вдвічі, в порівнянні з дизельним паливом, що зменшує ризик ракових захворювань при використанні цього палива.

За результатами моторних випробувань, проведених в Національному транспортному університеті [72], підтверджено, що при використанні сумішевих дизельних біопалив істотно знижуються концентрації продуктів неповного згоряння у ВГ, концентрації оксидів азоту зростають до 15...18% зі збільшенням частки МЕРО у паливі.

В цій же роботі проведені випробування автомобіля з дизелем на моделюючому роликовому стенді, які показали, що при роботі двигуна на трикомпонентному дизельному біопаливі (67,5% ДП + 20% МЕРО + 12,5% гасу ТС-1) зменшуються масові викиди основних ШР: оксиду вуглецю – на 21,3%, сумарних вуглеводнів – на 19,6%, оксидів азоту – на 6,2%, часток – на 13,2%. При цьому автором встановлено покращення ефективності використання дизельного біопалива, зниження витрати теплоти на виконання еквівалентної роботи в порівнянні з аналогічним показником при роботі двигуна на двокомпонентному сумішевому паливі (80% ДП + 20% МЕРО). Сумарні масові викиди шкідливих речовин, зведені до оксиду вуглецю, в режимах модифікованого Європейського їздового циклу при роботі на сумішевому паливі (67,5% ДП + 20% МЕРО + 12,5% гасу ТС-1) зменшуються на 8,22% в порівнянні із аналогічним показником при роботі на дизельному паливі.

В роботі [73] проведено розрахункові дослідження впливу МЕРО на зміну паливно-економічних та екологічних показників вантажного автомобіля з дизелем. За результатами досліджень встановлено можливість зниження витрати палива в тепловому еквіваленті на 3% та зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля на 10% шляхом зменшення кута випередження впорскування палива на 2...3 град п.к.в. та зниження номінальної циклової подачі палива.

В роботі [74] досліджувались паливно-економічні та екологічні показники автобуса при використанні сумішевих палив (20% МЕРО та 80% ДП). За результатами цих досліджень встановлено, що паливна економічність автобуса покращується до 3 % за рахунок оптимізації кута випередження впорскування палива.

В дослідженнях [75] запропоновано систему живлення дизеля автомобіля зі зміною складу суміші дизельного палива та дизельного біопалива в залежності від швидкісних і навантажувальних режимів роботи дизеля. Встановлено, що динамічні показники автомобіля при збільшенні частки дизельного біопалива в суміші погіршуються, а саме: при використанні суміші B25 динамічний фактор в середньому зменшується на 3,09%, B50 – на 5,42%, B75 – на 7,83%, дизельного біопалива – на 10,31%. При цьому динамічна характеристика автомобіля не змінюється.

В умовах енергетичної залежності України питання повної або часткової заміни традиційних палив нафтового походження є актуальними. Однак, незважаючи на значну кількість наукових праць, відсутні дослідження щодо використання дизельного біопалива міськими автобусами з точки зору паливно-економічних та екологічних показників в умовах експлуатації. Оскільки дизелі міських автобусів є одними з основних споживачів моторних палив та джерелом забруднення довкілля, постає необхідність проведення додаткових теоретичних та експериментальних досліджень в цьому напрямку.

1.7 Мета і задачі дослідження

Метою дисертаційної роботи є розширення паливної бази та поліпшення екологічних показників автобусів з дизелем використанням дизельного біопалива.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі задачі:

1. Аналіз використання альтернативних палив дизелями дорожніх транспортних засобів.
2. Уточнення математичної моделі руху автобуса з дизелем в режимах міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 для визначення паливно-економічних та екологічних показників автобуса при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

3. Проведення експериментальних досліджень автотракторного дизеля 4Ч11,0/12,5 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі для визначення його паливної економічності та екологічних показників; перевірка адекватності поліноміальних моделей дизеля 4Ч11,0/12,5 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

4. Розробка методики визначення раціональних експлуатаційних параметрів руху автобуса в міських умовах при роботі на дизельному біопаливі.

5. Проведення дорожніх випробувань автобуса ПАЗ-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

6. Перевірка адекватності уточненої математичної моделі руху автобуса з дизелем в режимах міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

7. Виконання розрахункових досліджень на математичній моделі з визначенням екологічних показників і паливної економічності автобуса та визначення раціональних експлуатаційних параметрів руху міських автобусів при використанні дизельного біопалива.

1.8 Висновки до першого розділу

1. Обмежені сировинні енергетичні ресурси та високий рівень забруднення довкілля потребує пошуку нових альтернативних джерел енергії. Частковою заміною паливам нафтового походження можуть бути палива з відновлюваної сировини.

2. Сучасні технології виготовлення дизельного біопалива забезпечують фізико-хімічні властивості, близькі до властивостей традиційного дизельного палива, що дозволяє його використання без внесення змін в конструкцію дизелів ДТЗ.

3. Активний розвиток галузі виробництва та використання дизельного біопалива в світі підтверджує необхідність стимулювання вирощування олійних культур.

4. Враховуючи сприятливі аграрні умови в Україні та особливості процесу виробництва дизельного біопалива доцільно виготовляти та використовувати МЕРО.

5. Аналіз проведених досліджень підтвердив можливість роботи автомобільних дизелів на МЕРО, однак відсутні роботи, пов'язані з визначенням ефективності використання дизельного біопалива міськими автобусами з точки зору визначення паливно-економічних та екологічних показників в умовах експлуатації, що викликає необхідність проведення додаткових теоретичних та експериментальних досліджень.

6. За результатами проведеного аналізу літературних публікацій було визначено напрям подальших досліджень, сформульовано мету роботи та поставлено задачі для її досягнення.

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ АВТОБУСА ПРИ РОБОТІ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ

2.1 Модель руху автобуса з дизелем в системі «водій-автобус-дорога»

Для оцінки паливної економічності і токсичності ДТЗ застосовуються їздові цикли, які найбільш повно відображають реальні експлуатаційні умови. Вони складаються із послідовних циклів, які включають розгін, рух зі сталою швидкістю, сповільнення і роботу двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу. Однак, процес випробування ДТЗ за їздовими циклами дуже складний і тривалий у часі, потребує дорогого обладнання, тому останнім часом широко використовується математичне моделювання стандартних послідовностей режимів роботи ДТЗ для оцінки їх економічних і екологічних показників із застосуванням експериментальних характеристик двигунів. Результати досліджень показують, що застосування розрахунково-експериментальних методів на базі сучасної обчислювальної техніки сприяє вирішенню більшості практичних задач щодо аналізу і оцінки тих чи інших конструктивних або експлуатаційних заходів, спрямованих на підвищення паливної економічності та екологічної безпеки ДТЗ.

Математична модель є зручним методом досліджень, адже потребує мінімум витрат, тоді як при виконанні натурних випробувань виникають великі складнощі, пов'язані з використанням високовартісного обладнання, значними витратами часу та матеріальних ресурсів.

Визначити доцільність використання дизельного біопалива та його вплив на паливно-економічні, екологічні та експлуатаційні показники автобуса з дизелем можливо шляхом розрахунків на математичній моделі, уточнивши методику, розроблену в Національному транспортному університеті і наведену в роботі [76].

Для дослідження впливу палива на паливно-економічні та екологічні показники міського автобуса було обрано їздовий цикл згідно з ГОСТ 20306-90, який складається із шести нерівномірних інтервалів (рис. 2.1).

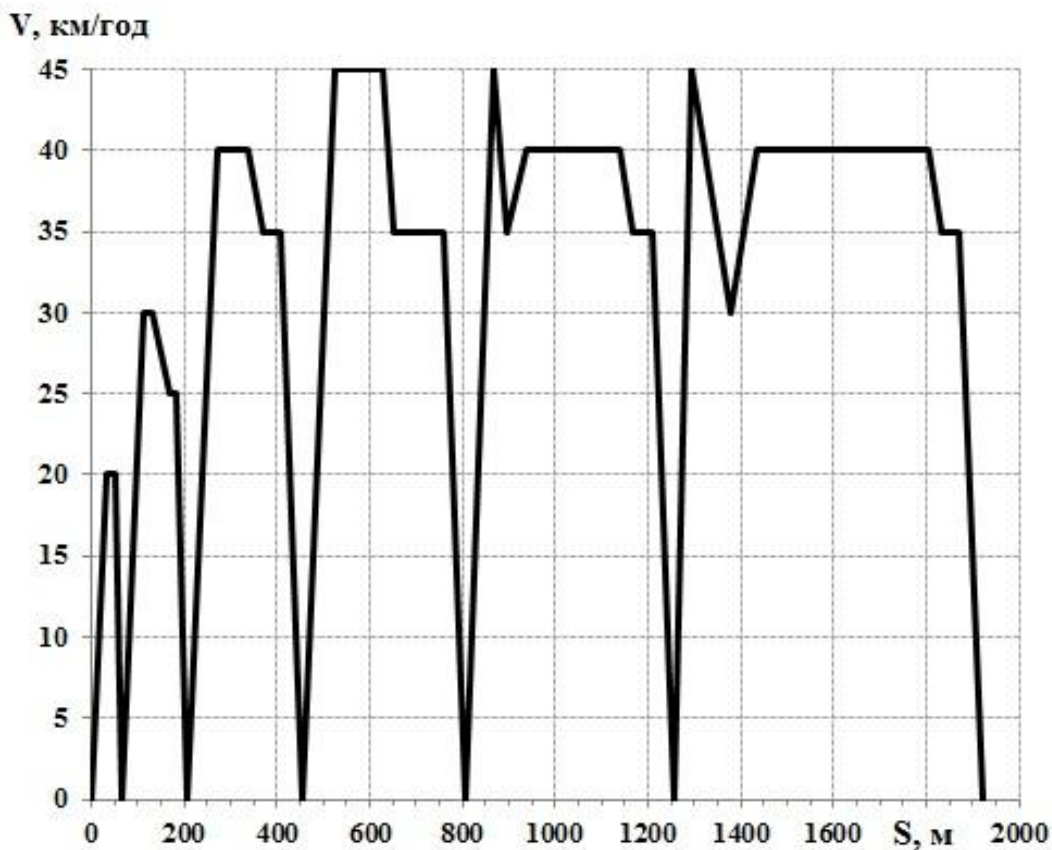


Рисунок 2.1 – Міський їздовий цикл для автобусів [77]

Основними параметрами, які характеризують їздовий цикл, є шлях S та швидкість V автобуса.

Параметрами, які необхідно отримати в результаті розрахунку, є витрата палива та викиди ШР з ВГ дизеля.

В ході проведення аналізу їздового циклу було визначено основні типові режими руху автобуса та режими роботи дизеля [78,79]:

1. Робота дизеля в режимі мінімальної частоти обертання (активний холостий хід).
2. Розгін дизеля в режимі активного холостого ходу.
3. Розгін автобуса з дизелем при буксуючому зчепленні.

4. Розгін автобуса при блокованому зчепленні (розгін автобуса при часткових або повних навантаженнях).
5. Рух автобуса при перемиканні передач.
6. Усталений рух автобуса.
7. Уповільнення автобуса з приєднанням до трансмісії двигуном.
8. Уповільнення автобуса з від'єднанням від трансмісії двигуном.
9. Уповільнення автобуса з використанням гальм.

Згідно з методикою [76] дорожній транспортний засіб розглядається в системі «водій – автомобіль – дорога» (після уточнення – в системі «водій – автобус – дорога») як споживач палива і повітря та джерело викидів забруднюючих речовин з ВГ. Зміна паливно-економічних та екологічних показників двигуна при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі описується за допомогою поліноміальних моделей, що побудовані на основі даних, одержаних в ході моторних досліджень дизеля [80,81].

Система «водій – автобус – дорога» (рис. 2.2) для автобуса з дизелем характеризується трирівневою структурою [76] та функціонує в оточуючому середовищі, яке визначається параметрами: тиском p_0 , температурою T_0 та відносною вологістю φ_0 . Підсистемами першого рівня є «автобус», «водій» і «дорога», які за своєю значимістю прийняті однаковими. Підсистема «автобус» включає чотири рівнозначні підсистеми другого рівня: «двигун», «трансмісія», «ходова частина» та «кузов автобуса».

Підсистеми другого рівня для автобуса дозволяють описати передачу крутного моменту M_k через трансмісію, яка характеризується передаточними числами коробки передач U_i , головної передачі U_p та ККД трансмісії η_T , до ведучих коліс автомобіля, які мають динамічний радіус r_d , радіус кочення r_k та момент інерції I_k . Крутний момент, що передається, витрачається на подолання сил опору коченню P_f , підйому P_i , повітря P_w та інерції P_j . Співвідношення між M_k та вказаними силами визначає швидкість руху автобуса V . Кузов автобуса

характеризується фактором опору повітря kF , власною масою m_0 та масою пасажирів m_n .

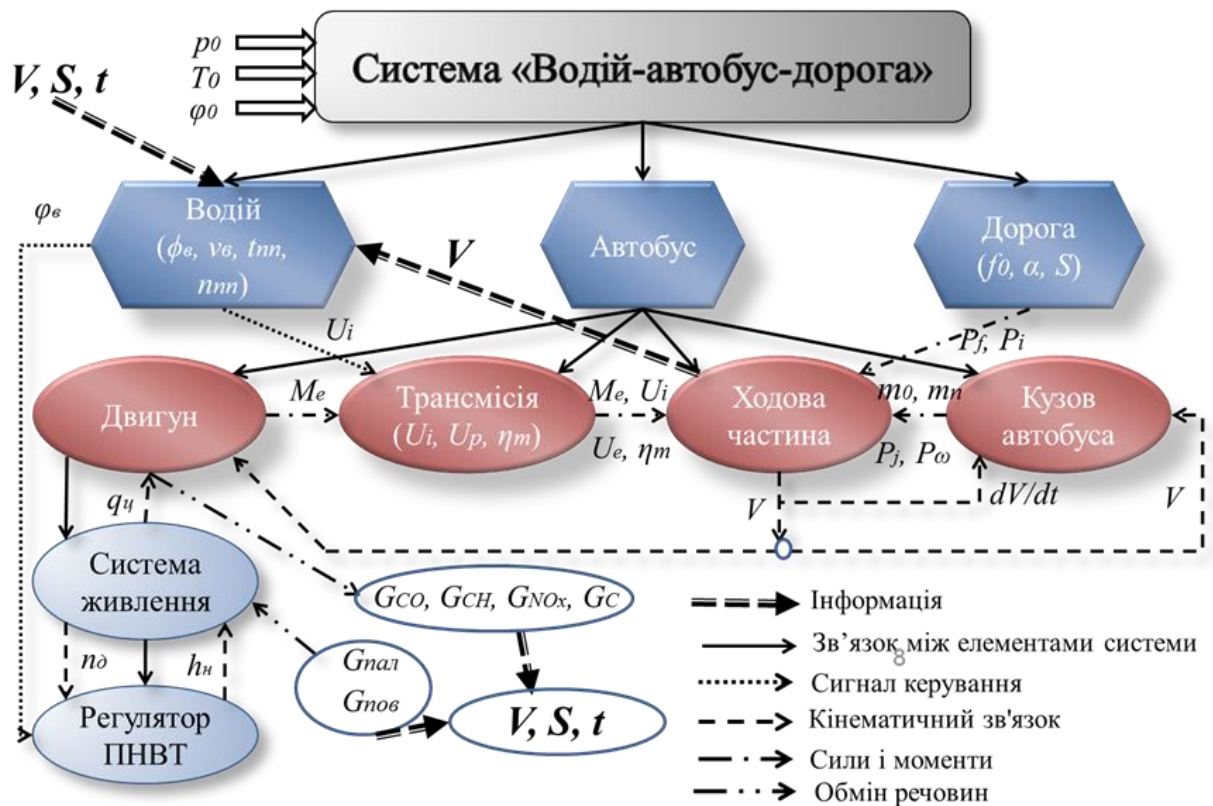


Рисунок 2.2 – Структурна схема системи «водій – автобус – дорога»

До підсистеми третього рівня для «двигуна» відноситься «система живлення», через яку здійснюється зміна режимів роботи дизеля. Крім того, ця система здійснює величезний вплив на вміст ШР у ВГ. В експлуатаційних умовах на систему живлення припадає найбільша кількість несправностей та відхилень регулювань від оптимальних значень.

Дана підсистема дозволяє описати закон зміни подачі палива в циліндри дизеля паливним насосом високого тиску (ПНВТ) в залежності від положення важеля керування подачею палива ϕ_e , та алгоритму роботи регулятора [76]. При всережимному регулюванні циклова подача палива описується законом переміщення рейки ПНВТ h_n . Положення рейки насоса визначається положенням муфти регулятора z . В залежності від переміщення важеля

керування подачею палива φ_{ϵ} , для відцентрового регулятора положення муфти описується диференціальним рівнянням:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{\nu} \left\{ P_{\epsilon}(z, n_H) - E_{\epsilon} [\phi_{\epsilon}(t)z] \right\}, \quad (2.1)$$

де $\frac{dz}{dt}$ – швидкість переміщення муфти регулятора, мм/с;

ν – коефіцієнт в'язкого тертя в з'єднаннях регулятора;

P_{ϵ} – відцентрова сила тягарців, зведена до муфти регулятора, Н;

z – положення муфти регулятора, мм;

n_H – частота обертання кулачкового вала ПНВТ, хв⁻¹;

E_{ϵ} – відновлююча сила пружини.

При всережимному регулюванні відновлююча сила визначається деформацією пружини регулятора і залежить від встановленого водієм положення важеля керування паливоподачею і положення муфти регулятора.

В математичній моделі відновлююча сила E_{ϵ} механічного всережимного регулятора описується поліноміальною залежністю другого порядку від положення важеля керування паливоподачею φ_{ϵ} та муфти регулятора z .

$$E_{\epsilon} = a_0 + a_1 \cdot \varphi_{\epsilon} + a_2 \cdot z + a_{11} \cdot \varphi_{\epsilon}^2 + a_{22} \cdot z^2 + a_{12} \cdot \varphi_{\epsilon} \cdot z, \quad (2.2)$$

де $a_0 \ a_1 \ a_2 \ a_{11} \ a_{22} \ a_{12}$ – коефіцієнти поліноміальних залежностей. Згідно [82] $a_0 = -3,835$; $a_1 = 0,175$; $a_2 = 7,556$; $a_{11} = 0,02$; $a_{22} = 0,854$; $a_{12} = 0,168$.

Положення важеля керування паливоподачею визначається з виразу:

$$\varphi_{\epsilon}(t) = \varphi_{\epsilon 0} + V_{\epsilon} \cdot t, \quad (2.3)$$

де φ_{e0} - положення важеля при частоті обертання $n_{xx \min}$;

V_e - швидкість переміщення важеля, %/с.

Відцентрова сила регулятора визначається за рівнянням:

$$P_e(z, n_n) = A(z) \cdot n_n^2, \quad (2.4)$$

де $A(z)$ – коефіцієнт інерції регулятора. Для насоса 4УТНМ $A(z)$ визначається за рівнянням:

$$A(z) = (A_u + B_u \cdot z) \cdot 10^{-6}, \quad (2.5)$$

де A_u і B_u згідно [83] відповідно дорівнюють 226,8 і 8,172.

Положення рейки ПНВТ (h_n) визначається в залежності від положення муфти регулятора z з урахуванням передаточного відношення i_p та описується рівняннями:

$$\begin{aligned} \text{при } n_o \geq n_m \quad h_n &= i_p (z - z_0) + h_{n.ном}, \\ & \quad (2.6) \end{aligned}$$

$$\text{при } n_o \leq n_m \quad h_n = i_p (z - z_m) + h_{n.мах},$$

де z_0 і $h_{n.ном}$ – координати муфти і рейки ПНВТ в номінальному швидкісному режимі;

z_m і $h_{n.мах}$ – координати муфти і рейки ПНВТ в режимі максимального крутного моменту;

n_m – частота обертання колінчастого вала дизеля в режимі максимального крутного моменту.

Величина індикаторного крутного моменту визначається цикловою подачею палива насосом, яка залежить від положення рейки h_n , частоти обертання кулачкового вала насоса n_n . Циклова подача описується поліноміальною залежністю другого порядку, яка має вигляд:

$$q_u = b_0 + b_1 \cdot h_n + b_2 \cdot n_n + b_{11} \cdot h_n^2 + b_{22} \cdot n_n^2 + b_{12} \cdot h_n \cdot n_n, \quad (2.7)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_{11}, b_{22}, b_{12}$ – коефіцієнти поліноміальних залежностей;

Частота обертання колінчастого вала дизеля n_o з урахуванням передаточного числа i_n визначає частоту обертання вала насоса n_n :

$$n_n = i_n \cdot n_o, \quad (2.8)$$

Індикаторний крутний момент дизеля описується поліноміальною залежністю другого порядку, яка має вигляд:

$$M_i = c_0 + c_1 \cdot q_u + c_2 \cdot n_o + c_{11} \cdot q_u^2 + c_{22} \cdot n_o^2 + c_{12} \cdot q_u \cdot n_o, \quad (2.9)$$

де $c_0, c_1, c_2, c_{11}, c_{22}, c_{12}$ – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Величина механічних втрат майже не залежить від навантаження, тому описується поліноміальною залежністю другого порядку від частоти обертання колінчастого валу n_∂ :

$$M_{\mathcal{M}} = d_0 + d_1 \cdot n_\partial + d_{11} \cdot n_\partial^2, \quad (2.10)$$

де d_0, d_1, d_{11} – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Ефективний крутний момент дизеля M_e розраховується за формулою:

$$M_e = M_i - M_{\mathcal{M}}. \quad (2.11)$$

Співвідношення між ефективним крутним моментом M_e та факторами, вказаними вище, в підсистемах «трансмсія», «ходова частина» та «кузов автобуса» визначають швидкість руху автобуса V .

Підсистема другого рівня «водій» виконує керування важелем подачі палива та важелем коробки зміни швидкостей відповідно до своєї кваліфікації та умов дорожнього руху (режиму руху автобуса відповідно до вимог їздового циклу). Вплив водія описується швидкістю переміщення важеля керування подачею палива v_g , часом перемикання передач t_{nn} і частотою обертання колінчастого вала дизеля під час рушання з місця $n_{\text{ххд}}$ та перемикання передач n_{nn} .

Підсистема другого рівня «дорога» характеризується коефіцієнтом опору кочення f_0 та кутом нахилу поздовжнього профілю дороги α , які здійснюють вплив відповідно на сили опору коченню P_f та підйому P_i .

Під час роботи дизеля в режимі активного холостого ходу положення важеля керування паливopoдачою $\varphi_g = \varphi_{g\min}$, частота обертання складає $n_{\text{ххmin}}$.

Рух автобуса починається з прискорення двигуна в режимі активного холостого ходу (XX).

Прискорення дизеля в режимі активного холостого ходу від мінімальної частоти обертання колінчатого вала $n_{xx\min}$ до частоти обертання, при якій водій відпускає педаль зчеплення n_{xx0} , описується системою, яка складається з диференціального рівняння переміщення муфти ПНВТ (2.1) та рівняння руху дизеля:

$$\frac{dn_d}{dt} = \left[M_i(q_u, n_d) - M_m(n_d) \right] \cdot \frac{30}{I_d \cdot \pi}, \quad (2.12)$$

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

M_i – індикаторний крутний момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

M_m – момент механічних втрат дизеля, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

I_d – момент інерції дизеля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

q_u – циклова подача палива, $\text{мм}^3/\text{цикл}$.

При досягненні частоти обертання n_{d0} водій відпускає педаль зчеплення і продовжує переміщувати важіль керування паливоподачею. Відбувається перший період рушання автобуса з місця. Це описується такою системою рівнянь:

$$\frac{dn_d}{dt} = \left[M_i(q_u, n_d) - M_m(n_d) - M_{зч} \right] \cdot \frac{30}{I_d \cdot \pi}, \quad (2.13)$$

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

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Рух веденої частини зчеплення з урахуванням рухомих мас автобуса, приведених до зчеплення, описується рівнянням:

$$\frac{dn_{зч}}{dt} = (M_{зч} - M_{он}) \cdot \frac{30}{I_{ауи} \cdot \pi}, \quad (2.14)$$

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

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

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

Регулятор ПНВТ описується рівнянням (2.1).

Величини, що входять в систему диференціальних рівнянь, визначаються за допомогою алгебраїчних рівнянь (2.2) – (2.10).

Залежність, по якій визначається момент інерції мас автобуса, що обертаються, приведених до зчеплення, з урахуванням передаточних чисел коробки передач U_i і головної передачі U_p :

$$I_{ауи} = \frac{(G_0 + G_n) \cdot r_k^2}{U_i^2 \cdot U_p^2} + \sum_{i=1}^n \frac{I_{кi}}{U_i^2 \cdot U_p^2}, \quad (2.15)$$

де G_0 – сила тяжіння повної маси автобуса, Н ;

G_n – сила тяжіння маси пасажирів, Н ;

r_k – радіус кочення колеса, м ;

$I_{кi}$ – момент інерції коліс автомобіля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент тертя зчеплення визначається по формулі:

$$M_{зч} = V_{зч} \cdot t, \quad (2.16)$$

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

Момент тертя, після вмикання зчеплення, приймається сталим і дорівнює:

$$M_{зч.мах} = \beta \cdot M_{к.мах}, \quad (2.17)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{к.мах}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м.

На першому етапі рушання з місця швидкість руху автобуса відносно невелика, тому опір повітря не враховувався. Момент опору руху автобуса має вигляд:

$$M_{он} = \frac{(G_0 + G_n) \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot r_0}{U_i \cdot U_p \cdot \eta_m}, \quad (2.18)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню;

α – кут поздовжнього профілю дороги, град.;

r_0 – динамічний радіус колеса, м;

η_m – ККД трансмісії автобуса.

Швидкість руху автобуса (V , м/с) визначається кутовою швидкістю обертання веденого диску зчеплення ($n_{зч}$) на кожній ділянці часу Δt за залежністю:

$$V = \frac{n_{зч} \cdot \pi \cdot r_к}{U_i \cdot U_p \cdot 30}. \quad (2.19)$$

Розрахунок за системою рівнянь проводиться до моменту, поки значення n_δ не буде дорівнювати значенню $n_{зч}$. При цьому $t = t_m$, $\varphi_p(t) = \varphi_{pm}$, $h_n = h_{nm}$, швидкість автобуса $V = V_m$.

Період рушення автобуса при блокованому зчепленні настає після того, як частоти обертання двигуна і веденої частини зчеплення вирівнюються. Рух автобуса в цьому випадку описується залежністю [76]:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot (m_0 + m_n)} \left\{ \frac{[M_i(q_{iz}, n_\delta) - M_m(n_\delta)] \cdot U_i \cdot U_p \cdot \eta_m}{r_\delta} - P_f \pm P_i - P_w \right\}, \quad (2.20)$$

де m_0 – власна маса автобуса, кг;

m_n – маса пасажирів, кг.

Регулятор ПНВТ описується рівнянням (2.1).

Сили опору дороги P_f , опору підйому P_i та опору повітря P_w визначаються із залежностей [84]:

$$P_f = (m_0 + m_n) \cdot f_0 \cdot \cos \alpha \cdot g; \quad (2.21)$$

$$P_i = (m_0 + m_n) \cdot \sin \alpha \cdot g; \quad (2.22)$$

$$P_w = kF \cdot V^2 \cdot g, \quad (2.23)$$

де kF – фактор опору повітря.

Коефіцієнт δ , що враховує маси автобуса, які обертаються, розраховується за наступною залежністю [84]:

$$\delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{\kappa i}}{(m_0 + m_n) \cdot r_\delta^2} + \frac{I_\delta \cdot U_i^2 \cdot U_p^2 \cdot \eta_m}{(m_0 + m_n) \cdot r_\delta^2}. \quad (2.24)$$

Величини, що входять в рівняння (2.1) та (2.20), описуються алгебраїчними рівняннями (2.2 – 2.10).

Розрахунок по системі рівнянь (2.1) і (2.20) проводиться до $\frac{dV}{dt} = 0$, або до заданої частоти обертання колінчастого вала дизеля $n_{\partial ki}$, що визначається за формулою:

$$n_{\partial ki} = \frac{30 \cdot V_{aki} \cdot U_i \cdot U_p}{\pi \cdot r_k}. \quad (2.25)$$

Розгін здійснюється до $n_o = n_{\partial ki}$, $V = V_{aki}$.

При досягненні заданої частоти обертання дизеля або швидкості руху автобуса водій за допомогою зчеплення від'єднує двигун від трансмісії.

Перед від'єднанням двигуна від трансмісії водій відпускає важіль керування паливоподачею в положення, що відповідає мінімальній частоті обертання холостого ходу, що призводить до вимкнення подачі палива при більш високих частотах обертання та різкого зменшення частоти обертання. Індикаторний крутний момент дизеля дорівнює нулю. Рівняння руху дизеля при цьому описується рівнянням (2.12), а рівняння руху автобуса набуває вигляду [76]:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta_1 \cdot (m_o + m_n)} (-P_f \pm P_i - P_w), \quad (2.26)$$

де δ_1 – коефіцієнт, що враховує маси автобуса, що обертаються без врахування обертових мас двигуна:

$$\delta_1 = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{ki}}{(m_o + m_n) \cdot r_o^2}. \quad (2.27)$$

Розрахунок за рівняннями (2.1), (2.12) та (2.26) виконується впродовж часу перемикання передач t_{cki} до моменту відпускання педалі керування муфтою зчеплення. Швидкість автобуса при цьому позначимо $V_{аскі}$, частоту обертання дизеля – $n_{оки}$.

Ввімкнувши вищу передачу, водій перед відпусканням педалі зчеплення переміщує важіль керування паливоподачею в сторону збільшення подачі палива та частоти обертання.

До моменту включення зчеплення співвідношення частот обертання дизеля та веденої частини зчеплення може бути різною. При високій кваліфікації водія ці частоти близькі одна до одної. При розрахунках приймаємо їх рівними і вважаємо, що після відпускання педалі розгін здійснюється при блокованому зчепленні.

При цьому вважаємо, що в процесі розгону дизеля до вирівнювання частот обертання дизеля та веденої частини зчеплення швидкість руху автобуса не змінюється і дорівнює $V_{аскі}$.

Розгін дизеля від частоти $n_{оки}$ до частоти обертання веденої частини зчеплення $n_{оки}$, що відповідає швидкості автобуса $V_{аскі}$ на $(i+1)$ - й передачі, описується диференціальними рівняннями (2.1), (2.12) та алгебраїчними рівняннями (2.2) – (2.10). витрати палива, повітря та викиди шкідливих речовин визначаються, в даному випадку, при цій частоті обертання в режимі активного холостого ходу.

Якщо частота обертання $n_{оки}$ з якої-небудь причини буде вищою, ніж частота $n_{оки}$, то приймаємо $n_{оки} = n_{оки}$.

Після відпускання педалі рух автобуса описується двома диференціальними рівняннями (2.20), (2.1) та системою алгебраїчних рівнянь (2.21) – (2.24) та (2.2) – (2.10).

Розрахунок виконуємо до $\frac{dV}{dt} = 0$ або до заданого значення n_∂ , що визначається залежністю (2.25).

При переході на більш високі передачі процес розгону повторюється, починаючи з моменту початку розгону при блокованому зчепленні.

Після розгону до заданої швидкості автобус переходить в режим усталеного руху, підтримуючи постійну швидкість руху протягом певного відрізка шляху.

Закономірність усталеного руху, як і у випадку розгону автобуса, характеризується взаємодією майже всіх підсистем. При швидкості руху V режим роботи дизеля визначається діями водія U_i , характеристиками дороги f_0 , α , а також параметрами інших підсистем kF , m_0 , m_n .

Необхідний крутний момент для підтримання заданої швидкості руху автобуса визначається з рівняння тягового балансу автобуса:

$$M_\kappa = \frac{\left[(m_0 + m_n) \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha + f_0 \cdot A \cdot V^2 \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) + kF \cdot V^2 \right] \cdot r_\partial \cdot g}{U_i \cdot U_p \cdot \eta_m}. \quad (2.28)$$

Частота обертання колінчастого вала дизеля визначається за залежністю, яка має наступний вигляд:

$$n_\partial = \frac{30 \cdot V \cdot U_i \cdot U_p}{\pi \cdot r_\kappa}. \quad (2.29)$$

Уповільнення автобуса з приєднанням до трансмісії двигуном відбувається за умов, коли сума сил опору дороги (P_f , P_i) і повітря (P_w) більші від зусиль, що розвиваються дизелем.

Характер перехідного процесу визначається законом переміщення дозуючого органу ПНВТ. Тоді рух автобуса описується рівнянням (2.20), а

регулятор ПНВТ рівнянням (2.1). Розрахунок по системі диференціальних рівнянь проводиться до тих пір, поки швидкість автобуса не досягне значення $V_{ку}$.

Двигун працює в режимі примусового холостого ходу (ПХХ), коли уповільнення автобуса відбувається при повністю відпущеній педалі управління паливоподачі ($\varphi_g = 0$). З використанням рівняння (2.1), для кожної ділянки часу Δt по значенню частоти обертання дизеля n_o визначається координата муфти z . Витрати палива і викиди шкідливих речовин будуть мати місце, якщо координата муфти буде відповідати значенню, при якій є циклова подача палива ПНВТ.

У випадку уповільнення автобуса з від'єднанням від трансмісії двигуном, рух автобуса описується рівнянням (2.26). Розрахунок виконується до досягнення швидкості $V_{ку}$.

Уповільнення дизеля після переміщення важеля керування подачею палива в положення, що відповідає мінімальній частоті обертання холостого ходу, описується системою диференціальних рівнянь (2.1) і (2.12). Системи рівнянь вирішуються до досягнення дизелем мінімальної частоти обертання $n_{хх\min}$, а індикаторний крутний момент буде дорівнювати нулю за частоти обертання, при якій циклова подача палива буде рівною нулю.

В режимі уповільнення автобуса з використанням робочих гальм приймаємо, що рух при гальмуванні є рівноуповільненим в межах від 1,0 до 5,8 м/с² [76], а час гальмування $t_{гальм}$ визначається по залежності:

$$t_{гальм} = \frac{V_{aki} - V_{кз}}{j}, \quad (2.30)$$

де V_{aki} і $V_{кз}$ – швидкості на початку та в кінці гальмування, м/с;

j – величина уповільнення автобуса, м/с².

У випадку гальмування автобуса з від'єднаним від трансмісії двигуном робота дизеля описується системою рівнянь (2.1) і (2.12) до досягнення $n_{\partial} = n_{xx \min}$.

Частота обертання колінчастого вала дизеля при гальмуванні з приєднаним до трансмісії дизелем і відпущеної педалі управління паливоподачі визначається по залежності:

$$n_{\partial} = n_{\partial ki} - j \cdot t_{\varepsilon} \cdot \frac{U_i \cdot U_p \cdot 30}{\pi \cdot r_k}, \quad (2.31)$$

де $n_{\partial ki}$ – частота обертання колінчастого вала дизеля на початку гальмування, хв^{-1} ;

t_{ε} – час з початку гальмування, с.

Розрахунок виконується до досягнення $V = V_{\kappa 2}$ і відповідної частоти обертання $n_{\partial \kappa 2}$. Під час гальмування з приєднаним до трансмісії двигуном дизель працює в режимі ПХХ.

2.2 Розрахунок витрати палива, повітря та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля,

Розрахунок витрати палива, повітря, концентрації ШР у ВГ дизеля ($CO, C_m H_n, NO_x$) та димність ВГ, в режимі мінімальної частоти обертання колінчастого вала, а також під час прискорення дизеля в режимі активного ХХ, виконується з використанням поліноміальних залежностей другого степеня від частоти обертання колінчастого вала (n_{∂}) [85,86]:

$$G_{налхх}(n_{\partial}) = A_{xx0} + A_{xx1} \cdot n_{\partial} + A_{xx2} \cdot n_{\partial}^2; \quad (2.32)$$

$$G_{новхх}(n_{\partial}) = B_{xx0} + B_{xx1} \cdot n_{\partial} + B_{xx2} \cdot n_{\partial}^2; \quad (2.33)$$

$$CO_{xx}(n_{\partial}) = C_{xx0} + C_{xx1} \cdot n_{\partial} + C_{xx2} \cdot n_{\partial}^2; \quad (2.34)$$

$$CH_{xx}(n_{\partial}) = D_{xx0} + D_{xx1} \cdot n_{\partial} + D_{xx2} \cdot n_{\partial}^2; \quad (2.35)$$

$$NO_{xx}(n_{\partial}) = E_{xx0} + E_{xx1} \cdot n_{\partial} + E_{xx2} \cdot n_{\partial}^2; \quad (2.36)$$

$$K_{xx}(n_{\partial}) = F_{xx0} + F_{xx1} \cdot n_{\partial} + F_{xx2} \cdot n_{\partial}^2, \quad (2.37)$$

де – коефіцієнти поліноміальних залежностей при роботі на традиційному дизельному паливі або дизельному біопаливі:

$A_{xx0}, A_{xx1}, A_{xx2}$ – витрати палива; $B_{xx0}, B_{xx1}, B_{xx2}$ – витрати повітря; $C_{xx0}, C_{xx1}, C_{xx2}$ – концентрації оксиду вуглецю; $D_{xx0}, D_{xx1}, D_{xx2}$ – концентрації вуглеводнів; $E_{xx0}, E_{xx1}, E_{xx2}$ – концентрації оксидів азоту; $F_{xx0}, F_{xx1}, F_{xx2}$ – димності ВГ.

Витрату палива і повітря, вміст шкідливих речовин у ВГ в режимі ПХХ при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі можна описати поліноміальними залежностями другого порядку, які мають вигляд:

$$G_{naxx}(n_{\partial}) = A_{nxx0} + A_{nxx1} \cdot n_{\partial} + A_{nxx2} \cdot n_{\partial}^2; \quad (2.38)$$

$$CO_{nxx}(n_{\partial}) = C_{nxx0} + C_{nxx1} \cdot n_{\partial} + C_{nxx2} \cdot n_{\partial}^2; \quad (2.39)$$

$$CH_{nxx}(n_{\partial}) = D_{nxx0} + D_{nxx1} \cdot n_{\partial} + D_{nxx2} \cdot n_{\partial}^2; \quad (2.40)$$

$$NO_{nxx}(n_{\partial}) = E_{nxx0} + E_{nxx1} \cdot n_{\partial} + E_{nxx2} \cdot n_{\partial}^2; \quad (2.41)$$

$$K_{nxx}(n_{\partial}) = F_{nxx0} + F_{nxx1} \cdot n_{\partial} + F_{nxx2} \cdot n_{\partial}^2, \quad (2.42)$$

де – коефіцієнти поліноміальних залежностей:

$A_{nxx0}, A_{nxx1}, A_{nxx2}$ – витрати палива; $C_{nxx0}, C_{nxx1}, C_{nxx2}$ – концентрації оксиду вуглецю; $D_{nxx0}, D_{nxx1}, D_{nxx2}$ – концентрації вуглеводнів; $E_{nxx0}, E_{nxx1}, E_{nxx2}$ – концентрації оксидів азоту; $F_{nxx0}, F_{nxx1}, F_{nxx2}$ – димності ВГ.

Паливно-економічні та екологічні показники двигуна в широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів описуються

поліноміальними залежностями другого та третього порядку від частоти обертання колінчастого вала дизеля (n_∂) та ефективного крутного моменту (M_e).

Годинна витрата палива та повітря описуються поліноміальними залежностями другого порядку:

$$G_{\text{нал}}(n_\partial, M_e) = A_3 + A_4 \cdot n_\partial + A_2 \cdot M_e + A_5 \cdot n_\partial^2 + A_1 \cdot M_e^2 + A_0 \cdot n_\partial \cdot M_e; \quad (2.43)$$

$$G_{\text{нов}}(n_\partial, M_e) = B_3 + B_4 \cdot n_\partial + B_2 \cdot M_e + B_5 \cdot n_\partial^2 + B_1 \cdot M_e^2 + B_0 \cdot n_\partial \cdot M_e, \quad (2.44)$$

де $A_0, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$ – коефіцієнти поліноміальних залежностей витрати палива при роботі на традиційному дизельному паливі або дизельному біопаливі;

$B_0, B_1, B_2, B_3, B_4, B_5$ – коефіцієнти поліноміальних залежностей витрати повітря при роботі на традиційному дизельному паливі або дизельному біопаливі.

Концентрації шкідливих речовин, а також димності ВГ дизеля при роботі на дизельному паливі або дизельному біопаливі описуються поліноміальними залежностями третього порядку:

$$\begin{aligned} CO(n_\partial, M_e) = & C_6 + C_7 \cdot n_\partial + C_3 \cdot M_e + C_8 \cdot n_\partial^2 + C_2 \cdot M_e^2 + C_4 \cdot n_\partial \cdot M_e + \\ & + C_5 \cdot n_\partial^2 \cdot M_e + C_0 \cdot n_\partial \cdot M_e^2 + C_9 \cdot n_\partial^3 + C_1 \cdot M_e^3; \end{aligned} \quad (2.45)$$

$$\begin{aligned} CH(n_\partial, M_e) = & D_6 + D_7 \cdot n_\partial + D_3 \cdot M_e + D_8 \cdot n_\partial^2 + D_2 \cdot M_e^2 + D_4 \cdot n_\partial \cdot M_e + \\ & + D_5 \cdot n_\partial^2 \cdot M_e + D_0 \cdot n_\partial \cdot M_e^2 + D_9 \cdot n_\partial^3 + D_1 \cdot M_e^3; \end{aligned} \quad (2.46)$$

$$\begin{aligned} NO_x(n_\partial, M_e) = & E_6 + E_7 \cdot n_\partial + E_3 \cdot M_e + E_8 \cdot n_\partial^2 + E_2 \cdot M_e^2 + E_4 \cdot n_\partial \cdot M_e + \\ & + E_5 \cdot n_\partial^2 \cdot M_e + E_0 \cdot n_\partial \cdot M_e^2 + E_9 \cdot n_\partial^3 + E_1 \cdot M_e^3; \end{aligned} \quad (2.47)$$

$$\begin{aligned} K(n_\partial, M_e) = & F_6 + F_7 \cdot n_\partial + F_3 \cdot M_e + F_8 \cdot n_\partial^2 + F_2 \cdot M_e^2 + F_4 \cdot n_\partial \cdot M_e + \\ & + F_5 \cdot n_\partial^2 \cdot M_e + F_0 \cdot n_\partial \cdot M_e^2 + F_9 \cdot n_\partial^3 + F_1 \cdot M_e^3, \end{aligned} \quad (2.48)$$

де – коефіцієнти поліноміальних залежностей:

$C_0, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8, C_9$ – концентрації оксиду вуглецю; $D_0, D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6, D_7, D_8, D_9$ – концентрації вуглеводнів; $E_0, E_1, E_2, E_3, E_4, E_5, E_6, E_7, E_8, E_9$ – концентрації оксидів азоту; $F_0, F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6, F_7, F_8, F_9$ – димності ВГ.

2.3 Розрахунок масової витрати палива та повітря, витрати палива в тепловому еквіваленті та масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля

2.3.1 Розрахунок масової витрати палива та повітря під час руху автобуса в окремому інтервалі їздового циклу.

Масова витрата палива під час руху в окремому інтервалі їздового циклу визначається для кожного виду палива із залежності:

$$G_{нал\Sigma k} = \sum_{i=1}^m \frac{(t_i - t_{i-1}) \cdot (G_{нал_i} + G_{нал_{i-1}})}{2} \cdot \frac{1}{3600}, \quad (2.49)$$

де k – окремий інтервал їздового циклу;

m – кількість розрахункових точок;

t_i – час руху в i розрахунковій точці, с;

$G_{нал_i}$ – витрата палива в i -й точці, кг/год.

Розрахунок масової витрати повітря під час руху в окремому інтервалі їздового циклу виконується аналогічно до розрахунку витрати палива.

2.3.2 Методика розрахунку масової витрати палива та повітря, витрати палива в тепловому еквіваленті та масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля за цикл.

Враховуючи коефіцієнти вагомості окремих інтервалів їздового циклу, обчислюється сумарна масова витрата палива:

$$G_{нал\Sigma} = S_{\text{ц}} \cdot \sum_{k=1}^z \frac{\delta_k \cdot G_{нал\Sigma k}}{S_k}, \quad (2.50)$$

де $S_{\text{ц}}$ – загальна протяжність їздового циклу, м;

z – кількість окремих складових інтервалів їздового циклу, $z = 6$;

δ_k – коефіцієнти вагомості окремих складових циклу. Згідно [77]:
 $\delta_1 = 0,029$; $\delta_2 = 0,062$; $\delta_3 = 0,143$; $\delta_4 = 0,214$; $\delta_5 = 0,213$; $\delta_6 = 0,339$;

$G_{нал\Sigma k}$ – масова витрата палива на окремому інтервалі циклу, кг;

S_k – протяжність окремого складового інтервалу їздового циклу, $S_1 = 65$ м; $S_2 = 140$ м; $S_3 = 250$ м; $S_4 = 350$ м; $S_5 = 450$ м; $S_6 = 665$ м [77].

Розрахунок масової витрати повітря за цикл виконується аналогічно до розрахунку масової витрати палива.

Витрата палива в тепловому еквіваленті розраховується за формулою:

$$Q_{нал\Sigma} = G_{нал} \cdot \Sigma \cdot Q_{\text{н}}, \quad (2.51)$$

де $Q_{\text{н}}$ – нижча теплота згоряння палива. Згідно [2] для дизельного палива $Q_{\text{н}} = 42,5$ МДж/кг, для дизельного біопалива – $Q_{\text{н}} = 37,8$ МДж/кг.

Об’ємні викиди ШР з ВГ згідно [73] описуються рівнянням:

$$V_{BG} = \left(1 - \frac{0,21 \cdot g_H \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot g_C + 8g_H - g_O \right) \cdot G_{нал}}{0,92 \cdot \left(\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right) \cdot G_{нов}} \right) \cdot \frac{G_{нов}}{\rho_{нов}}, \quad (2.52)$$

де g_H – масова частка водню в паливі, кг/кг;

g_C – масова частка вуглецю в паливі, кг/кг;

g_O – масова частка кисню в паливі, кг/кг;

$\rho_{нов}$ – густина повітря за нормальних умов кг/см³.

Згідно [2] для дизельного палива $g_C = 0,870$ кг/кг, $g_H = 0,126$ кг/кг, $g_O = 0,004$ кг/кг; для дизельного біопалива, $g_C = 0,775$ кг/кг, $g_H = 0,120$ кг/кг, $g_O = 0,105$ кг/кг.

Масова витрата i -го токсичного компоненту ВГ за час (t) год, визначається за наступною формулою [73]:

$$G_i = K_i \cdot \left(1 - \frac{0,21 \cdot g_H \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot g_C + 8g_H - g_O \right) \cdot G_{нал}}{0,92 \cdot \left(\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right) \cdot G_{нов}} \right) \cdot \frac{G_{нов}}{\rho_{нов}} \cdot \rho_i \cdot \frac{t}{3,6} \cdot m, \quad (2.53)$$

де K_i – концентрація i -го токсичного компоненту ВГ в % або млн⁻¹;

ρ_i – густина i -го токсичного компоненту ВГ кг/см³;

$m = 10^{-2}$ якщо концентрація i -ої ШР в ВГ виміряна в %;

$m = 10^{-6}$ якщо концентрація i -ої ШР в ВГ виміряна в млн⁻¹.

Концентрація сажі у ВГ визначається за виразом:

$$C = 0,121 \cdot K, \quad (2.54)$$

де K – димність ВГ, виражена натуральним показником ослаблення світлового потоку, m^{-1} .

Масові викиди сажі за час (t) визначаються аналогічно до визначення концентрації решти шкідливих компонентів ВГ (2.53).

Загальна токсичність ВГ характеризується сумарними масовими викидами ШР, приведеними до оксиду вуглецю, та розраховується окремо для кожного виду палива за формулою:

$$G_{\Sigma CO} = \sum_{i=1}^n R_i \cdot G_i, \quad (2.55)$$

де G_i – масові викиди i -го токсичного компоненту ВГ;

R_i – коефіцієнт відносної агресивності i -го токсичного компоненту ВГ.

Згідно [87] $R_{CO} = 1$; $R_{CH} = 3,16$; $R_{NO_2} = 41,1$; $R_C = 200$.

2.4 Алгоритм розрахунку витрати палива та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами в системі «водій – автобус – дорога» при русі автобуса з дизелем на дизельному паливі та дизельному біопаливі

В основу математичної моделі руху автобуса з дизелем в умовах міського їздового циклу покладено блок-схеми алгоритму розрахунку витрати палива і ШР, розроблені в роботі [76] та дещо продовжені в роботі [73]. Уточнений алгоритм і блок-схема процесу руху автобуса з дизелем при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі наведено на рис. 2.3.

Програма розрахунку витрати палива і викидів ШР з ВГ автобуса з дизелем реалізована в математичному редакторі MathCAD для ПК, а її фрагмент наведено в додатку Б.

Алгоритм розрахунку на математичній моделі передбачає послідовне вирішення низки систем диференціальних та алгебраїчних рівнянь, що описують рух автобуса з дизелем при роботі на різних видах палива в різних швидкісних і навантажувальних режимах міського їздового циклу.

Перехід від вирішення однієї системи рівнянь до іншої в алгоритмі задано наступним чином: розгін дизеля в режимі активного ХХ та розгін автобуса при заблокованому зчепленні відбувається з підвищенням частоти обертання дизеля до заданого значення; розгін автобуса при пробуксовуванні зчеплення відбувається до моменту синхронізації частот обертання колінчастого валу дизеля та веденої частини зчеплення; перемикання передач відбувається протягом заданого проміжку часу; уповільнення автобуса з приєднанням до трансмісії двигуном виконується або до досягнення заданої швидкості руху, або до закінчення заданого відрізка шляху; гальмування з використанням робочого гальма виконується до досягнення заданої швидкості на заданому відрізку шляху, при цьому частота обертання колінчастого вала дизеля знижується до мінімальної частоти холостого ходу і залишається сталою до завершення гальмування.

Витрати палива, повітря та викиди ШР з ВГ розраховуються для кожного режиму роботи дизеля за допомогою відповідних поліноміальних моделей. Після завершення їздового циклу обчислюється сумарна витрата палива і повітря а також сумарні масові викиди ШР приведені до викидів CO , а також виконується порівняння показників руху автобуса за режимами міського їздового циклу при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі.

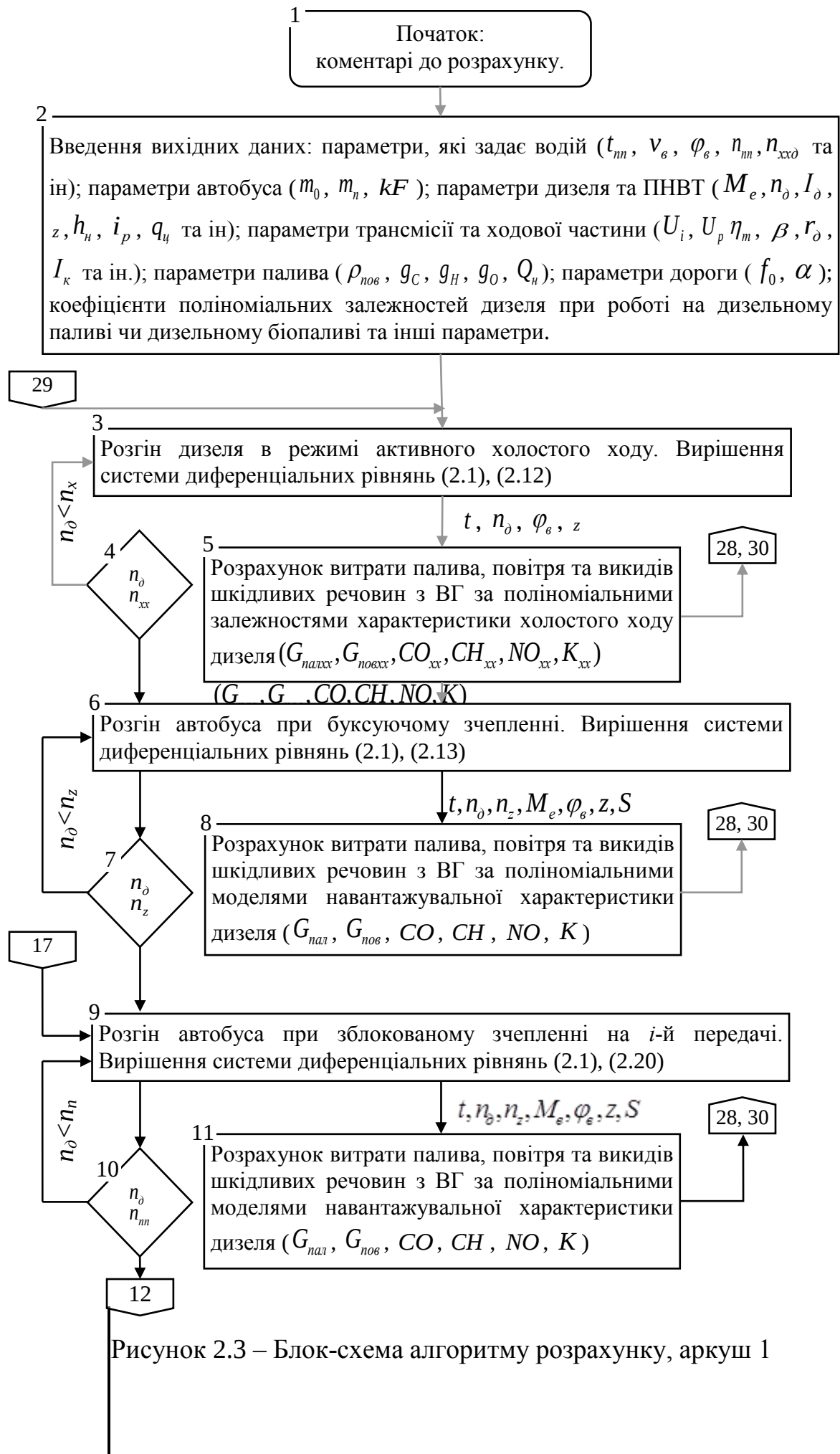


Рисунок 2.3 – Блок-схема алгоритму розрахунку, аркуш 1

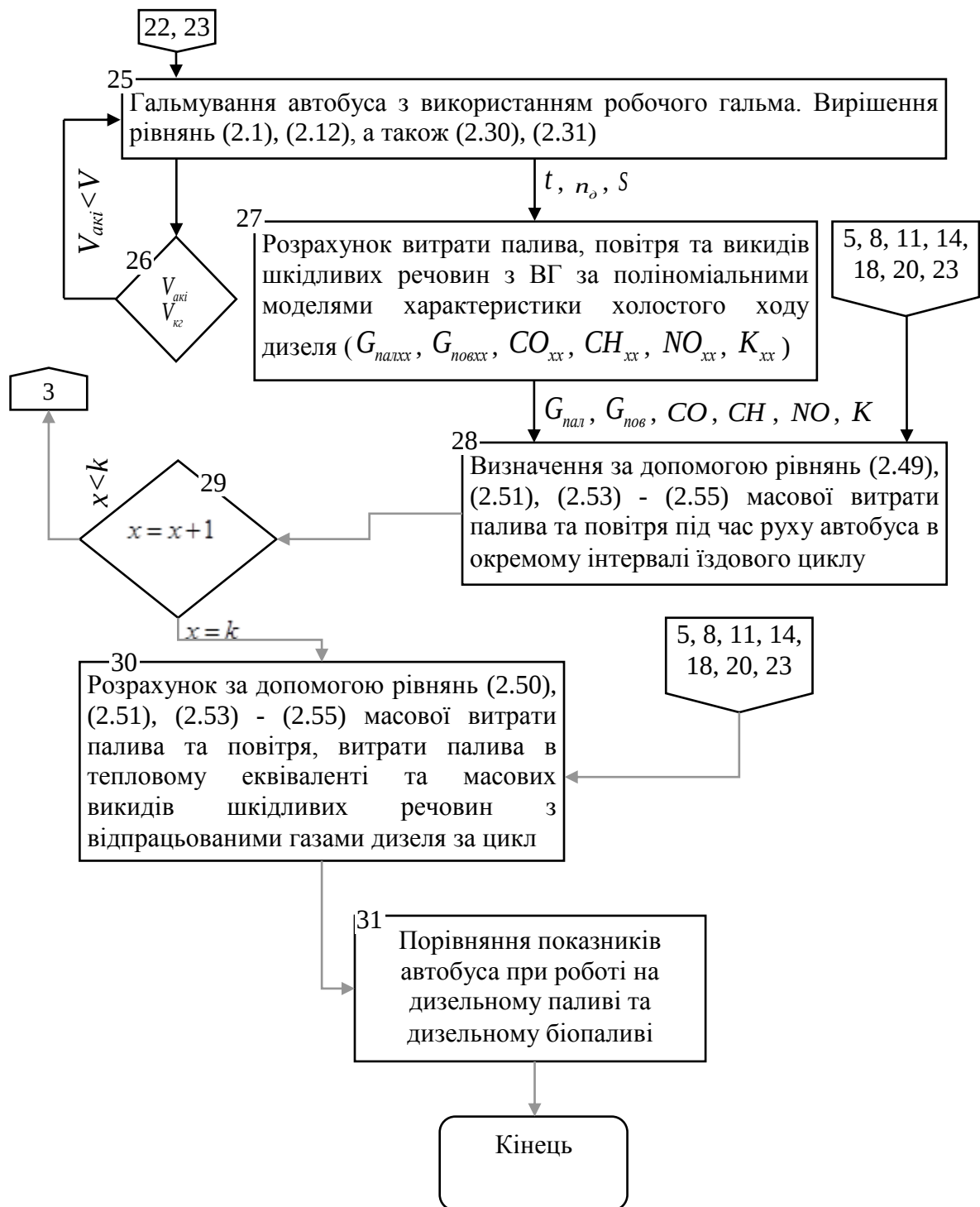


Рисунок 2.3, аркуш 3

2.5 Висновки до другого розділу

1. Уточнено систему «водій-автобус-дорога» та математичну модель руху автобуса з дизелем за режимами міського їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90 з урахуванням особливостей цього циклу та описанням поліноміальними залежностями енергетичних показників, витрати палива, повтря та концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

2. Внесено зміни в алгоритм та блок-схему, що описує рух автобуса з дизелем за режимами міського їздового циклу.

3. Уточнено програму розрахунків, в яку внесено вихідні дані з технічної характеристики автобуса ПАЗ-32054 та залежності для розрахунків витрати палива та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами при русі автобуса з дизелем на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

РОЗДІЛ 3. МЕТА, МЕТОДИКА, ОБ'ЄКТИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Мета експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є визначення екологічних, та паливно-економічних показників дизеля 4Ч11,0/12,5 та автобуса ПАЗ-32054 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

Задачі, які вирішувались в процесі проведення експериментальних досліджень:

1. Визначення екологічних показників дизеля та його паливної економічності в режимах ХХ і ПХХ та широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

2. Отримання вихідних даних для розрахунку на математичній моделі руху автобуса за режимами міського їздового циклу під час роботи на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

3. Визначення паливно-економічних показників автобуса з дизелем в дорожніх умовах при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі за режимами міського їздового циклу та під час руху автобуса з усталеною швидкістю.

3.2 Програма та об'єкти експериментальних досліджень

Програмою експериментальних досліджень передбачалися:

1. Безмоторні дослідження паливного насоса високого тиску 4УТНМ.
2. Моторні дослідження дизеля 4Ч11,0/12,5, під час яких визначались навантажувальні характеристики в різних швидкісних режимах, характеристики ХХ і ПХХ при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

3. Визначення зовнішньої швидкісної характеристики дизеля 4Ч11,0/12,5 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

4. Дорожні випробування автобуса ПАЗ-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 при використанні традиційного дизельного палива та дизельного біопалива за режимами міського їздового циклу.

Об'єктом безмоторних досліджень був ПНВТ 4УТНМ, основні характеристики якого відповідали нормативній документації. Перевірку та регулювання ПНВТ виконано на стенді Motorpal NC-104.

Об'єктом моторних стендових досліджень був дизель 4Ч11,0/12,5 № 985654 (рис. 3.1), виготовлений на Мінському моторному заводі в 1992 році. Основні техніко-економічні показники дизеля, наведені в таблиці 3.1, повністю відповідали вимогам заводу-виробника [88,89].



Рисунок 3.1 – Дизель 4Ч11,0/12,5 (Д-241)

До початку досліджень дизель відпрацював близько 600 годин. Двигун встановлено на електричному гальмівному стенді КИ-2139А ГОСНИТИ. Для забезпечення роботи дизеля в умовах лабораторії штатний радіатор системи

охолодження замінено радіатором з більшою площею охолодження. Випускна система забезпечувала відведення ВГ за межі лабораторії, дозволяла відбирати проби ВГ для проведення замірів для визначення концентрацій ШР у ВГ.

Таблиця 3.1 – Основні характеристики дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-241)

Найменування	Значення
Число тактів	4
Кількість циліндрів	4
Тип камери згоряння	ЦНИДИ
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
Діаметр циліндра, мм	110
Хід поршня, мм	125
Робочий об'єм всіх циліндрів, л	4,75
Ступінь стискання	16
Кут випередження впорскування, град. п.к.в.	26
Номінальна потужність при $n_d = 2100 \text{ хв}^{-1}$, кВт	52,9
Максимальний крутний момент при $n_d = 1600 \text{ хв}^{-1}$, Н·м	277

Об'єкт дорожніх досліджень – автобус ПАЗ-32054 (державний реєстраційний номер АВ1084АА) (рис. 3.2), на якому встановлений дизель 4Ч11,0/12,5 (рис. 3.3). Основні технічні характеристики автобуса наведено в табл. 3.2.



Рисунок 3.2 – Автобус ПАЗ-32054



Рисунок 3.3 – Дизель 4C11,0/12,5 (Д-241), встановлений на автобус ПАЗ-32054

Таблиця 3.2 – Основні технічні характеристики автобуса ПА3-32054

Найменування	Значення
Кількість місць для сидіння	21
Повна пасажиромісткість	39
Маса спорядженого автобуса, кг	5610
Повна маса автобуса, кг	8415
Габаритні розміри, мм:	
довжина	7000
ширина	2530
висота	2940
Розмір шин	8,25-20
Шасі (міст)	P3AA (5,29)
КПП	CAA3-3206 (I – 5,63; II – 2,64; III – 1,48; IV – 1,0; V – 0,81; 3.X. – 5,36)

3.3 Вимірювальна апаратура, обладнання та методика проведення експериментальних досліджень

Стенд Motorpal NC-104 (рис. 3.4), на якому виконувались безмоторні дослідження, призначений для випробування і регулювання паливної апаратури. Під час проведення досліджень паливного насоса на безмоторному стенді використовувались стендові форсунки VN765460, розпилювачі яких мають 5 отворів. Тиск початку підйому голки форсунки було відрегульовано 175 ± 5 кг/см².

Обладнання стенду включає: гідравлічну передачу для безступінчастої зміни частоти обертання вала насоса в межах $50 \dots 1600$ хв⁻¹ (вимірювання частоти обертання здійснюється з похибкою ± 10 хв⁻¹); пристрій, призначений для автоматичного вимірювання циклової подачі палива за $100 \dots 500$ циклів.



Рисунок 3.4 – Насос 4УТНМ на стенді Motorpal NC-104

Для проведення моторних досліджень створена установка (рис. 3.5), яка дозволяє проводити випробування двигуна в широких межах зовнішнього навантаження [81,90].

Установка складається з дизеля 4Ч11,0/12,5, встановленого на електричний гальмівний стенд КИ2139А ГОСНИТИ (рис.3.6), створений на основі балансірної електромашини АКБ 82-4 потужністю 55 кВт при частоті обертання ротора 1480 хв^{-1} і максимальною гальмівною потужністю 110 кВт при частоті обертання ротора 3000 хв^{-1} .

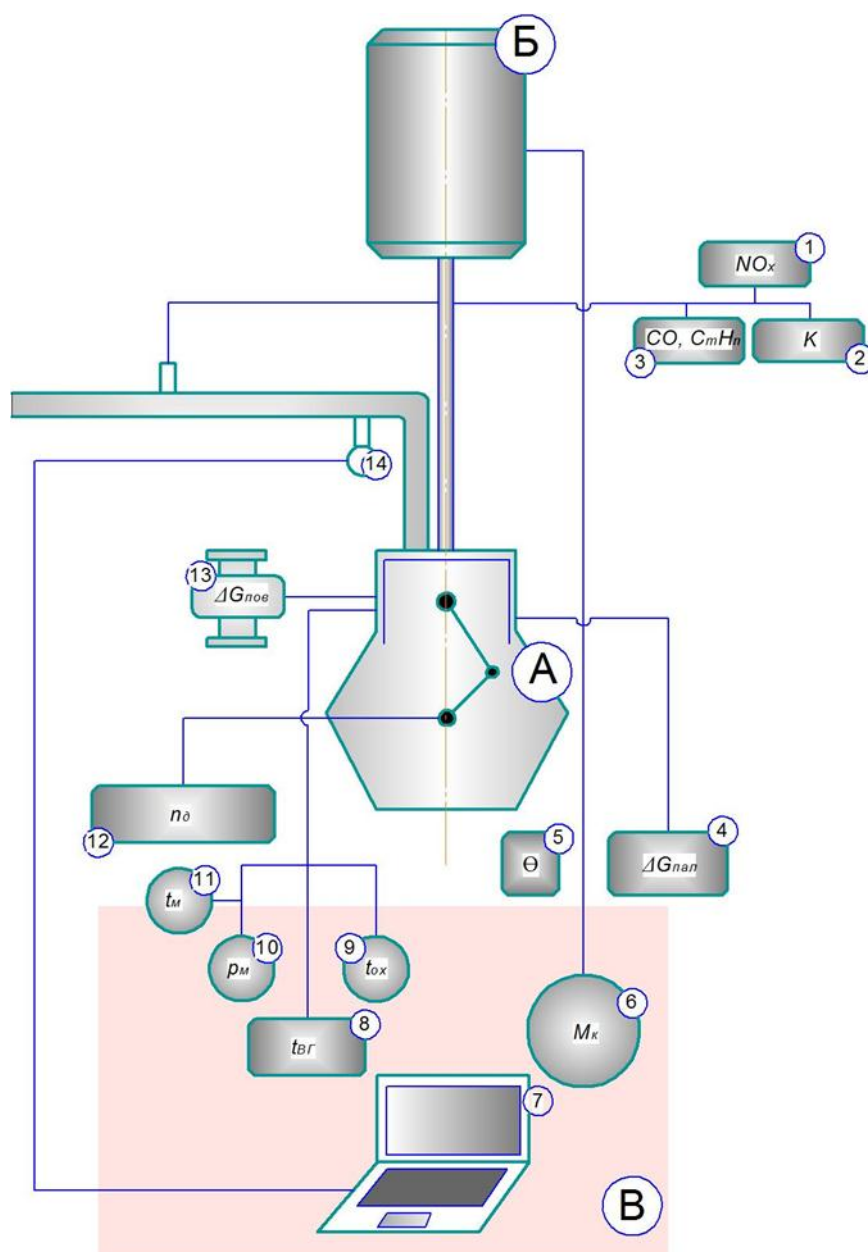


Рисунок 3.5 – Схема експериментальної установки: А – дизель Д-241; Б – електромашинка АКБ 82-4; В – пульт керування; 1 – газоаналізатор 344ХЛ-14; 2 – димомір ИНА-109; 3 – газоаналізатор ИНФРАКАР; 4 – електронні терези МЕРА ВМ 2/3; 5 – електронний страбоскоп SNAP ON MT2261 (TAU-1000) з приставкою SNAP ON MT257A; 6 – аналоговий динамометр; 7 – персональний комп'ютер; 8 – аналоговий індикатор температури ВГ; 9 – аналоговий індикатор температури охолоджуючої рідини; 10 – аналоговий індикатор тиску моторної оливи; 11 – аналоговий індикатор температури моторної оливи; 12 – цифровий тахометр Ф5035; 13 – ротаційний газовий лічильник РГ-600; 14 – широколінійний контролер LC-1.



Рисунок 3.6 – Гальмівний стенд КИ2139А ГОСНИТИ

Керування дослідною установкою виконується за допомогою пульта керування (рис.3.7), на якому встановлені контрольно-вимірювальні прилади:

- аналоговий динамометр, шкала якого проградуєвана від 0 до 300 Н·м, ціна поділки 1 Н·м. Динамометр був відкалібрований відповідно до інструкції з експлуатації стенду КИ-2139А ГОСНИТИ [91];
- аналоговий індикатор температури моторної оливи, обладнаний термометром манометричного типу ТПП-СК, ГОСТ 8624-80, кл. 2,5;
- аналоговий прилад для визначення температури охолоджувальної рідини;
- аналоговий індикатор тиску моторної оливи, обладнаний манометром МСШ 1-100 ГОСТ 8625-65 № 1205902 кл. 2,5 зі шкалою 0...10 кГс/см² і ціною поділки 0,20 кГс/см²;

– аналоговий індикатор температури ВГ, з'єднаний з термопарою встановленою у системі відведення ВГ.



Рисунок 3.7 – Пульт керування установкою

Дослідну установку обладнано цифровим тахометром Ф5035 (рис. 3.8) для визначення частоти обертання колінчастого вала дизеля. Цифровий тахометр з'єднано з індуктивним датчиком, який реєструє проходження в безпосередній близькості від зубців вінця маховика (рис.3.9).

Ротаційний газовий лічильник РГ-600 ГОСТ 8700-82 №602913 з номінальною витратою 600 м³/год використовувався для вимірювання витрати повітря.

За допомогою електронного секундоміра TAKSUN TS-613A з ціною поділки 0,01с визначалися час витрати палива і повітря.



Рисунок 3.8 – Цифровой тахометр Ф5035

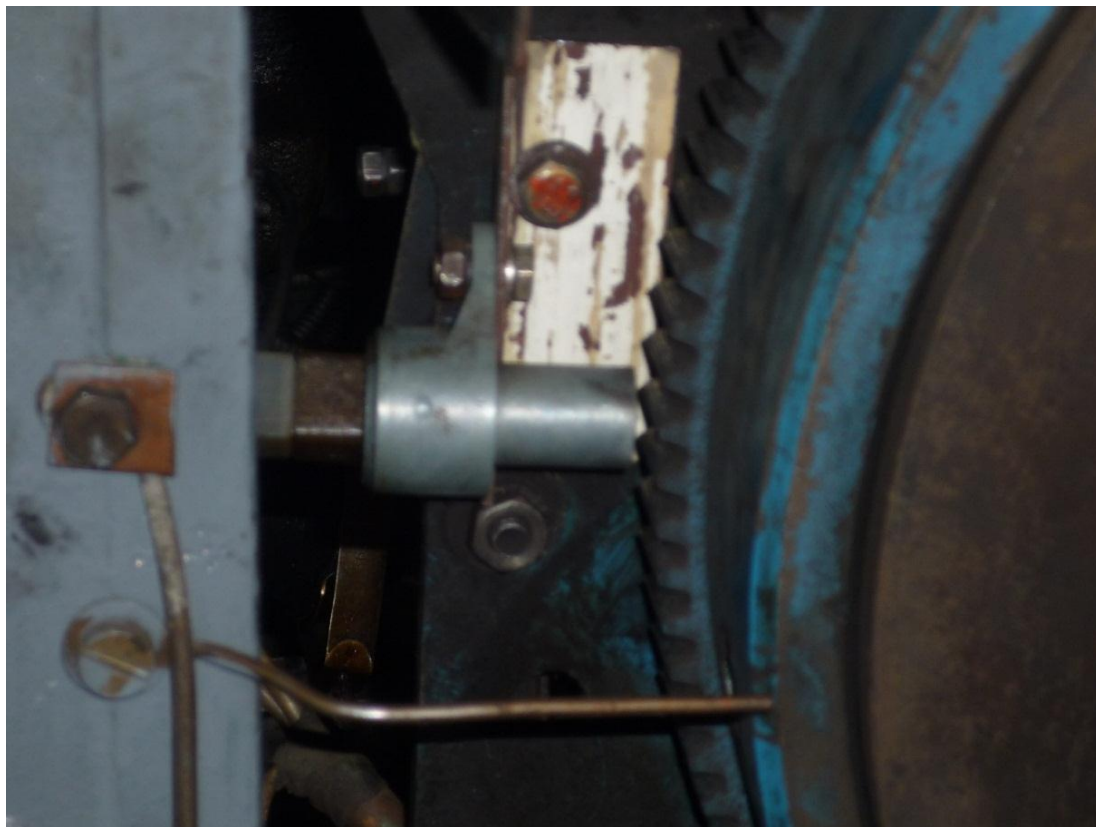


Рисунок 3.9 – Індуктивний датчик біля зубчатого вінця маховика

Ваговим методом за допомогою електронних терезів МЕРА ВМ 2/3 (рис.3.10) вимірювалася витрата палива. Терези мають границі вимірювання, що знаходяться в діапазоні від 0,005 до 3,0 кг, ціна поділки – 0,5 г (для діапазону від 0,01 до 1,5 кг), та 1 г (для діапазону понад 1,5 кг). Границі допустимих похибок вимірювання знаходяться в діапазоні від 0,005 до 0,25 г – $\pm 0,5/\pm 0,5$ г; від 0,25 до 1,00 – $\pm 0,5/\pm 1,0$ г; від 1,00 до 1,50 г – $\pm 1,0/\pm 1,5$ г; від 1,50 до 2,00 г – $\pm 1,0/\pm 2,0$ г; від 2,00 до 3,00 – $\pm 2,0/\pm 3,0$ г [92].



Рисунок 3.10 – Електронні терези МЕРА ВМ 2/3

Барометром–анероїдом НД-49-А №5968 зі шкалою від 80000 до 106000Па та ціною поділки 1000Па контролювався атмосферний тиск. Температура повітря на вході в газовий лічильник вимірювалася ртутним термометром з діапазоном вимірювання 0...100 °С і ціною поділки 1 °С.

Димоміром ИНА-109 (рис. 3.11) визначалася димність ВГ, яка оцінювалася натуральним показником ослаблення світлового потоку.



Рисунок 3.11 – Димомір ИНА-109

Газоаналізатор складається з блока перетворення інформації та оптичного датчика, а його робота базується на вимірюванні степеня послаблення світлового потоку, який проходить через шар ВГ певної товщини. Коефіцієнт ослаблення світлового потоку має границі вимірювання – $0 \dots 29 \text{ м}^{-1}$, коефіцієнт непрозорості – $0 \dots 100 \%$. Похибка вимірювання складає $\pm 2\%$.

Газоаналізатором 344ХЛ-14 (рис. 3.12) вимірювався об'ємний вміст оксидів азоту. Він працює за хемілюмінесцентним методом та вимірює суму NO і NO_2 . Похибки вимірювання в діапазоні від 0 до 5000 млн^{-1} – ± 10 [93]. Перед початком проведення вимірювань калібрування газоаналізатора здійснювалось за допомогою еталонних газових сумішей.

Інфрачервоним газоаналізатором Инфракар (рис. 3.13) здійснювалось вимірювання об'ємного вмісту вуглеводнів (по гексану) та оксиду вуглецю. Межі вимірювання CO – від 0 до 7 %, ціна поділки та похибка вимірювання складають 0,01 %, $\pm 6 \%$ відповідно. Межі вимірювання C_mH_n – від 0 до 3000

млн⁻¹, ціна поділки та похибка вимірювання складають – 2 млн⁻¹, ±6 млн⁻¹ відповідно [94].



Рисунок 3.12 – Газоаналізатор 344ХЛ-14



Рисунок 3.13 – Газоаналізатор Инфракар

Для контролю вмісту кисню у ВГ у випускnu систему двигуна вмонтовано кисневий датчик з широколінійним контролером LC-1 (рис. 3.14) та ПК, який містить відповідне програмне забезпечення.

Контроль кута випередження впорскування палива виконувався за допомогою моментоскопа по методиці, що рекомендована заводом виробником [88,89]. З цією метою під час проведення експериментальних випробувань використовувався електронний стробоскоп SNAP-ON MT2261 (TAU-1000) (рис. 3.15) зі шкалою, яка була нанесена на маховик дизеля.



Рисунок 3.14 – Широколінійний контролер LC-1 вмонтований у випускnu систему

Збуджуючий електричний імпульс на клему стробоскопа подавався за допомогою приставки SNAP-ON MT257A (рис. 3.15). Ця приставка обладнана п'єзодатчиком для фіксації пульсації палива в паливопроводі високого тиску

першого циліндра (рис. 3.16). Кут випередження впорскування палива має діапазон вимірювання від 0 до 180 град. п.к.в.



Рисунок 3.15 – Стробоскоп SNAP-ON MT2261 та приставка SNAP-ON MT 257A

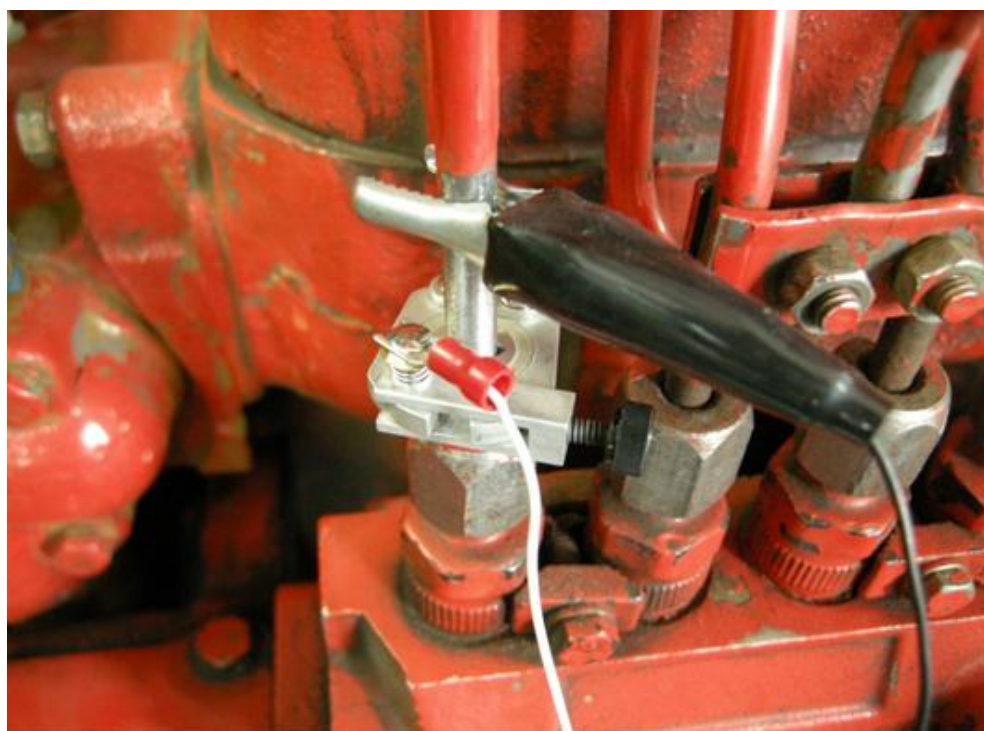


Рисунок 3.16 – П'єзодатчик, встановлений на дизелі 4Ч11,0/12,5

Під час проведення дорожніх досліджень автобуса ПАЗ-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 за допомогою об'ємного витратоміра з ціною поділки 1 мл, підключеного до системи живлення дизеля (рис. 3.17), визначалася об'ємна витрата палива, а за допомогою секундоміра – час руху в їздовому циклі.



Рисунок 3.17 – Об'ємний витратомір, підключений до системи живлення дизеля

3.4 Похибки вимірювань

При проведенні експериментальних досліджень виконувалися прямі і опосередковані багатократні вимірювання.

Під час виконання експериментальних випробувань оцінка похибок вимірювань здійснювалося з урахуванням метода вимірювання. При прямих і опосередкованих однократних вимірюваннях похибки вимірювань визначаються похибками використовуваних приладів. Дані про вимірювальну апаратуру і прилади, що використовувались при експериментальних дослідженнях, приведені в табл. 3.3. Вони дозволяють зробити висновки про те, що всі прилади, використані під час випробувань, відповідають вимогам, які висуваються до вимірювальної апаратури.

Таблиця 3.3 – Похибки вимірювань приладів і обладнання

Вимірювана величина	Розмірність	Засоби вимірювання	Похибка
Температура повітря на вході в газовий лічильник	°C	ртутний термометр	±1,0
Тиск повітря	Па	барометр – анероїд НД-49-А №5968	±67 (±0,5)
Тиск оливи в системі мащення двигуна	Па (кГс / см ²)	манометр кл. 2,5	9800 (0,1)
Температура води	К	термометр ТПП–СК	±1,0
Температура оливи	К	Логометр	±1,0
Крутний момент	Н·м	динамометр гальмівного стенда	0,5
Частота обертання колінчастого вала	хв ⁻¹	тахометр цифровий Ф5035	±0,1 %
Час	с	секундомір	±0,1
Витрата палива	кг/год	терези типу МЕРА ВМ 2/3	0,5 %
Витрата повітря	м ³ /год	газовий лічильник РГ-600	1,5 %
Концентрація оксиду вуглецю CO у ВГ	%	газоаналізатор ИНФРАКАР 08.01М	±6,0 %
Димність ВГ	%	димомір ИНА-109	±2,0 %
Концентрація оксидів азоту NO _x у ВГ	млн ⁻¹	газоаналізатор 344ХЛ-14	±10,0 %
Концентрація вуглеводнів C _m H _n у ВГ	млн ⁻¹	газоаналізатор ИНФРАКАР 08.01М	±6,0 %

3.5 Фізико-хімічні властивості досліджуваних палив

Моторні та дорожні випробування виконано на дизельному паливі марки З-0,20-(-25), що відповідає вимогам ДСТУ 3868-99 [95] та дизельному біопаливі. Через те, що українські виробники випускають дизельне біопаливо з різними фізико-хімічними властивостями та різної якості, для точності експерименту та порівняння показників при проведенні моторних досліджень використовувались два зразки біопалива (далі – зразок 1 та зразок 2), основні

фізико-хімічні властивості яких відповідають ДСТУ 6081:2009 [96] і наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Фізико-хімічні властивості використаних палив

	Назва показника	Значення	Дизельне паливо		Дизельне біопаливо		
			Значення згідно ДСТУ 3868-99	Фактичне значення	Значення згідно ДСТУ 6081:2009	Фактичне значення	
						Зразок 1	Зразок 2
1	Масова частка ефірів	%	-	-	96,5	98,1	96,5
2	Фракційний склад						
	-54% при температурі -94% при температурі	°C °C	280 370	271,5 362,5	-	-	-
3	Густина при температурі 15°C температурі 20°C	кг/м ³	- 840	- 833,7	860-900 -	878,6 -	887,5
4	Кінематична в'язкість при температурі 40°C температурі 20°C	мм ² /с	1,8-6,0	4,4226	3,5-5,0	4,31	5,5
5	Температура спалаху у закритому тиглі	°C	40	63	120	164	183
6	Масова частка сірки	мг/кг	0,2	0,200	10	10	10
7	Коксованість (10% залишку перегонки)	%	0,34	0,30	0,3	0,04	0,1
8	Цетанове число	-	45	47	51	52	51
9	Зольність	%	0,01	0,01	0,02	0,007	0,005
10	Масова частка води	мг/кг	відсутня	відсутня	500	200	200
11	Вміст механічних домішок	мг/кг	відсутні	відсутні	24	8	8
12	Випробування на мідній пластині (3 год. за темп. 50°C)		витримує	витримує	клас 1	витримує	витримує
13	Кислотне число	мг КОН/г	витримує	витримує	0,5	0,4	0,6
14	Йодне число	г йоду/100г	6	6,4	120	68,7	52,5
15	Температура застигання	°C	-25	-26	-	-	-

3.6 Результати експериментальних досліджень

Під час проведення безмоторних досліджень визначалися зовнішня та часткові швидкісні характеристики насоса 4УТНМ з регуляторними гілками (рис. 3.18). Регулювальні роботи ПНВТ виконано згідно з рекомендаціями [89,97].

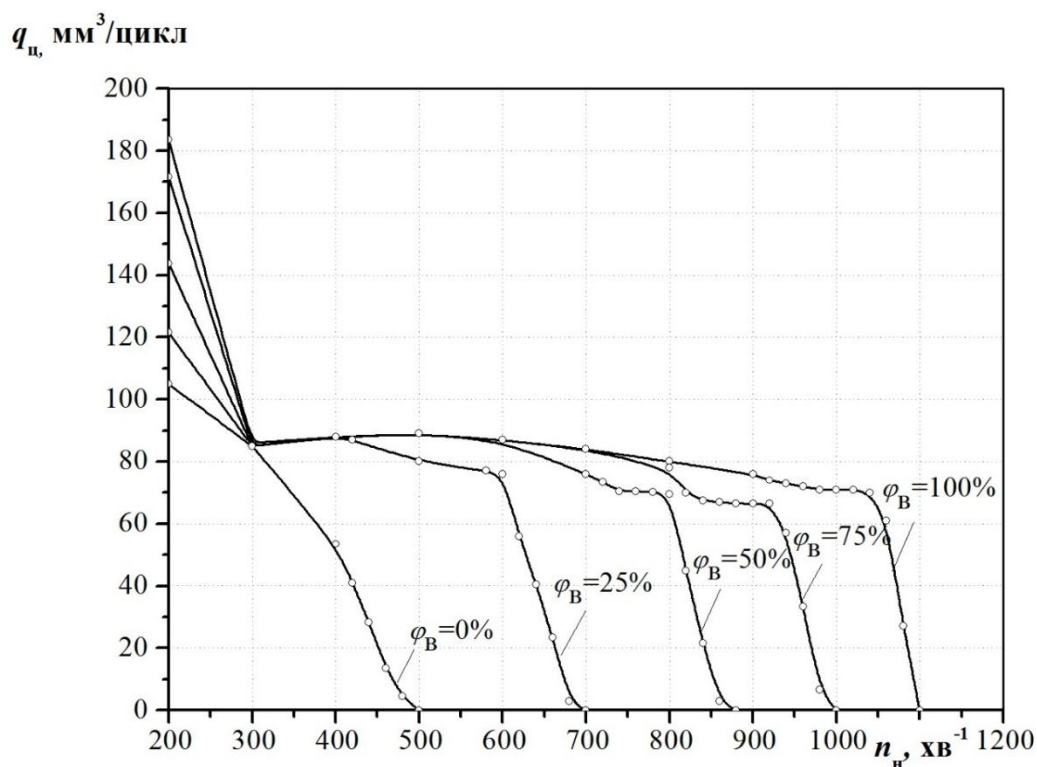


Рисунок 3.18 – Зовнішня швидкісна та часткові характеристики ПНВТ 4УТНМ з регуляторними гілками

В ході проведення моторних випробувань одержано низку навантажувальних та швидкісних характеристик дизеля 4Ч11,0/12,5 [80,81,98,99]. Навантажувальні характеристики визначались згідно з вимогами ГОСТ 18509-88 [100] при частотах обертання колінчастого вала дизеля 1100, 1350, 1600, 1850 та 2100 хв⁻¹. В додатках Г і Д наведені, відповідно, протоколи випробувань дизеля 4Ч11,0/12,5 та його навантажувальні характеристики.

Під час проведення дорожніх випробувань визначались: ефективний крутний момент M_k , частота обертання колінчастого вала дизеля n_d , годинні

витрати палива $G_{\text{пал}}$ і повітря $G_{\text{пов}}$, концентрації ШР (CO , $C_m H_n$, NO_x – ГОСТ 17.2.2.05-86 [101]) і димність ВГ K – ГОСТ 17.2.2.02-86 [102].

Для прикладу, на рис. 3.19 наведено навантажувальні характеристики при роботі дизеля на різних зразках палива та частоті обертання $n_d = 1600 \text{ хв}^{-1}$.

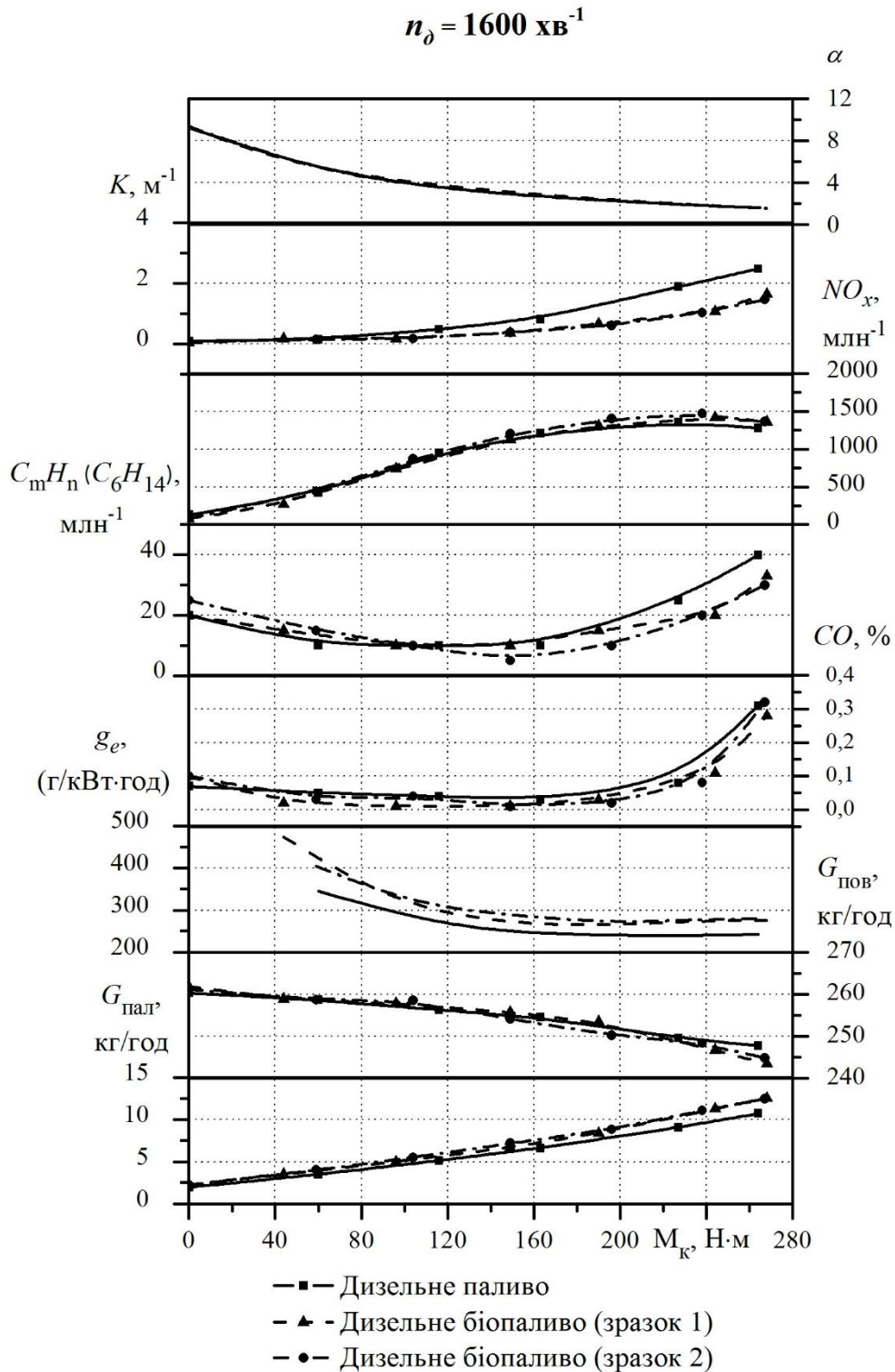


Рисунок 3.19 – Навантажувальні характеристики дизеля 4Ч11,0/12,5

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

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

Загалом, екологічні показники двигуна при роботі на метилових ефірах ріпакової олії змінюються наступним чином:

- в широких межах швидкісних і навантажувальних режимів спостерігається зростання годинної та питомої витрат палива в середньому на 11...16%;
- концентрації оксидів вуглецю CO та вуглеводнів C_mH_n змінюються в залежності від навантаження дизеля, причому зі збільшенням навантаження концентрації CO та C_mH_n є нижчими, в порівнянні з традиційним дизельним паливом, на 3% та 23% відповідно;
- концентрації оксидів азоту NO_x підвищуються на 7...9% в порівнянні з дизельним паливом на всіх швидкісних та навантажувальних режимах;
- димність відпрацьованих газів дизеля при роботі на дизельному біопаливі знижується на всіх швидкісних та навантажувальних режимах. Максимальне зниження димності відпрацьованих газів (до 35...42%) досягається при максимальному навантаженні.

На рис. 3.20 показано зовнішні швидкісні характеристики дизеля 4Ч11,0/12,5 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі різних виробників.

Також спостерігається підвищення максимальної потужності. Годинна та питома витрати палива при роботі на дизельному біопаливі зростають відповідно на 14...16% і 13...14% в порівнянні з традиційним дизельним паливом.

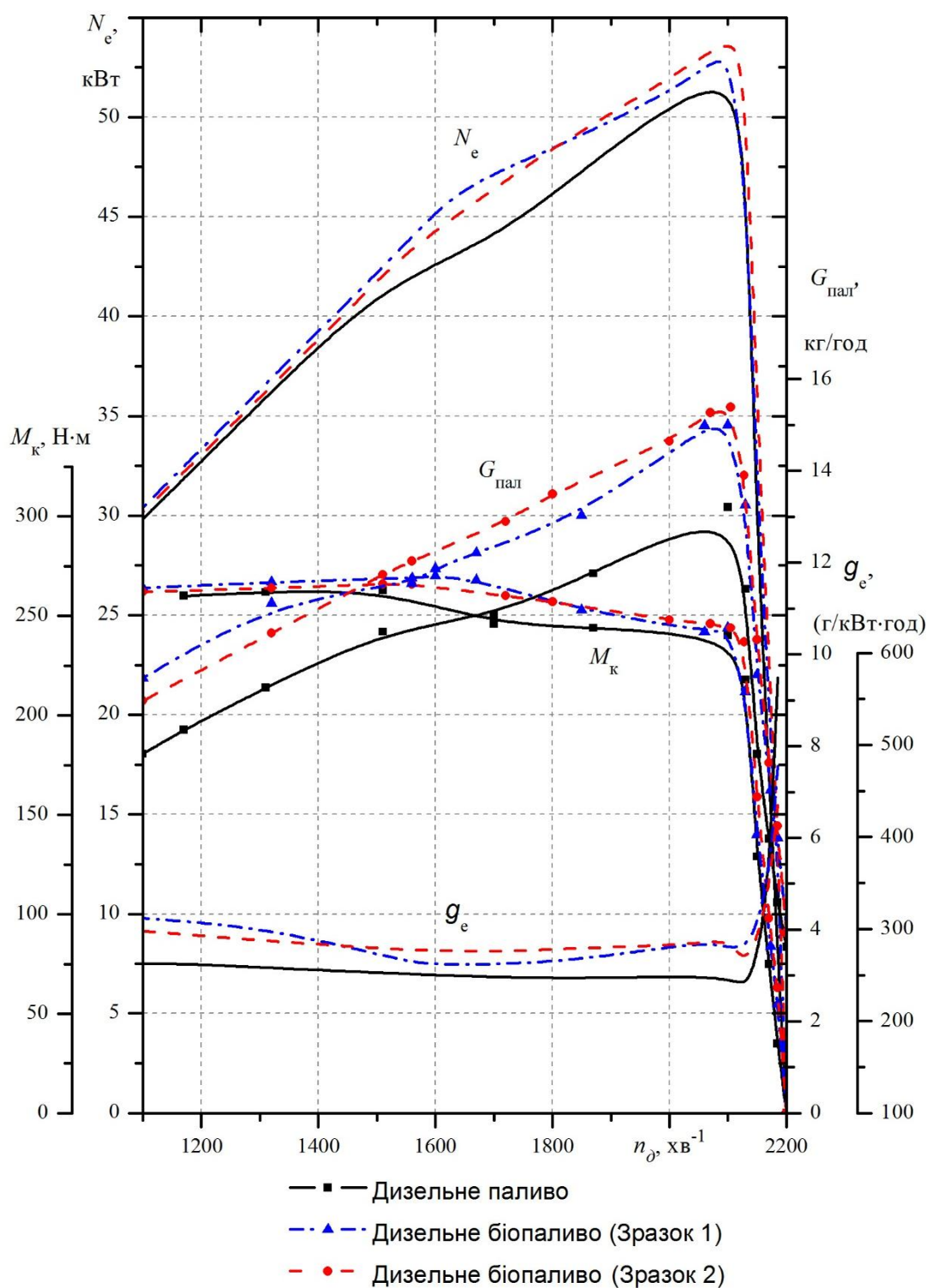


Рисунок 3.20 – Зовнішні швидкісні характеристики дизеля 4C11,0/12,5

На рис. 3.21 наведено характеристики ХХ дизеля. З характеристик видно, що робота дизеля на дизельному біопаливі супроводжується підвищенням годинної витрати палива, при цьому концентрації основних ШР у ВГ при роботі на дизельному біопаливі нижчі, в порівнянні з дизельним паливом.

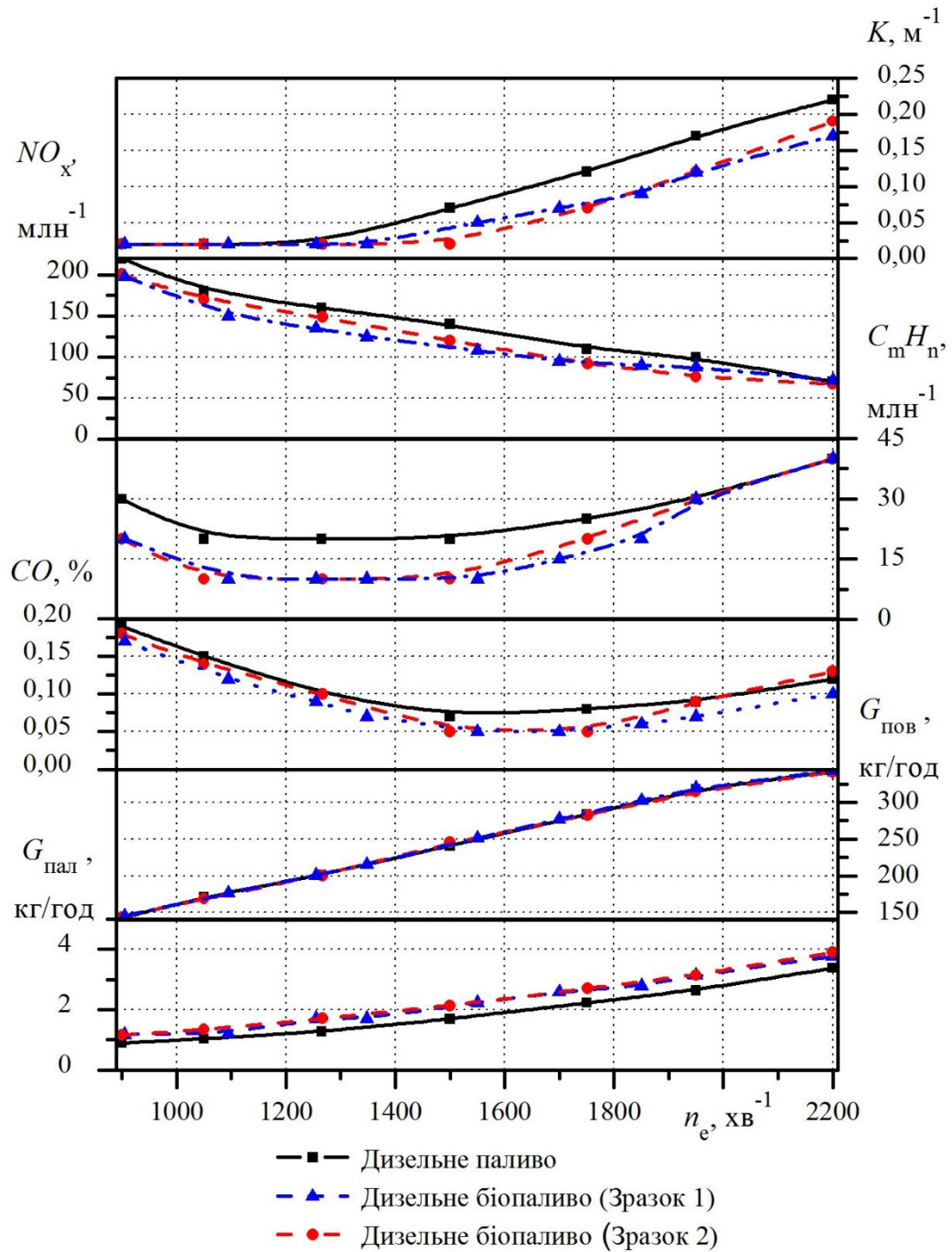


Рисунок 3.21 – Характеристика активного холостого ходу дизеля 4C11,0/12,5

Дорожні випробування автобуса ПАЗ-32054 проводились за міським їздовим циклом, який регламентовано ГОСТ 20306-90 [77].

Перед початком випробувань тепловий режим вузлів та агрегатів автобуса доведено до робочого стану шляхом пробігу 30 км при середній швидкості 45 км/год.

При проведенні випробувань виконували вимоги згідно [77], а саме: режим розгону з місця починався з першої передачі, яка використовується при рушанні з місця; рух з мінімальною сталою швидкістю виконувався на другій передачі, на якій мінімальна швидкість не перевищувала $V = 15$ км/год; третя передача вмикалась при швидкості руху більше 30 км/год; четверта – при швидкості руху більше 40 км/год; режим сповільнення при гальмуванні двигуном в заданому інтервалі швидкостей і на заданому шляху виконувався при відпущеній педалі подачі палива (примусовий холостий хід) без вимикання передачі, з досягненням заданої швидкості руху на меншому відрізку шляху рух виконувався з цією ж швидкістю; службове гальмування виконувалося на заданому відрізку шляху без вимикання передачі з використанням робочих гальм, при гальмуванні автомобіля до повної зупинки передачу вимикали з досягненням мінімальної швидкості на даній передачі; відлік витрати палива і часу руху виконувався в моменти перетину границь вимірювального відрізка.

Довжина шляху дороги, на якій виконувалися випробування, складала $S = 1920$ м. Ділянка мала прямолінійний, горизонтальний профіль дороги з асфальтобетонним покриттям. Відмітки шляху були встановлені на краю дороги у відповідності циклу (рис. 3.22).

Згідно з регламентом дорожніх випробувань визначалися такі показники і характеристики паливної економічності, як витрата палива в режимі міського їздового циклу та паливна характеристика усталеного руху [103,104,105]. Атмосферні умови при проведенні випробувань відповідали вимогам [77].

Випробувальні заїзди виконано в протилежних напрямках, по три заїзди в кожному напрямку на дизельному паливі та дизельному біопаливі (зразок 1). Швидкісний режим автобуса задано операційною картою згідно з [77].



Рисунок 3.22 – Ділянка дороги, на якій проводились випробування

Після проведення дорожніх випробувань автобуса в режимах міського їздового циклу було здійснено обробку результатів дослідження для визначення показників його паливної економічності [106].

Об'ємна витрата палива за їздовим циклом розраховувалась наступним чином [77]: спочатку визначались значення витрати палива в кожному заїзді в кожному з шести складових інтервалів їздового циклу, потім визначалися середні арифметичні значення витрати палива в шести складових ділянках їздового циклу. Сумарна об'ємна витрата палива в міському циклі розраховувалась за формулою:

$$\sum V_{\text{пал}} = \sum_{i=1}^n \delta_i \cdot V_{\text{пал}i}, \quad (3.1)$$

де δ_i , $V_{нали}$ - коефіцієнт вагомості та об'ємна витрата палива в i -му інтервалі їздового циклу

Сумарну масову витрату палива в міському їздовому циклі було розраховано за формулою:

$$\sum G_{нали} = \sum V_{нали} \cdot \rho, \quad (3.2)$$

де ρ – густина палива, визначена експериментальним шляхом ($\rho_{дп} = 0,834$ г/см³; $\rho_{МЕРО} = 0,874$ г/см³).

Відносна похибка вимірювань в кожній складовій їздового циклу визначалася із залежності:

$$\Delta = K \cdot \sigma \cdot \frac{100}{\overline{G_{нали}}} \cdot \sqrt{k}, \quad (3.3)$$

де k - кількість заїздів; $\overline{G_{нали}}$ - середньоарифметичне значення масової витрати палива в i -й складовій їздового циклу, кг; K – поправочний коефіцієнт, що залежить від кількості заїздів. При $k=6$ $K=1,06$; σ – стандартне відхилення, розраховане за формулою:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^k G_{нали}^j - \overline{G_{нали}}}{k-1}}, \quad (3.4)$$

де $G_{нали}^j$ - масова витрата палива j -го заїзду i -ї складової їздового циклу, кг.

Результати розрахунків, отриманих під час проведення дорожніх випробувань, наведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Витрата палива за міським їздовим циклом під час проведення дорожніх випробувань автобуса ПАЗ-32054

Вид палива	Тривалість циклу, с	Витрата палива, мл/цикл	Витрата палива, кг/цикл	Відносна похибка, %
Дизельне паливо	254,89	411,82	0,343	3,12
Дизельне біопаливо	255,60	441,22	0,386	3,17

Результати дорожніх випробувань свідчать про підвищення масової витрати дизельного біопалива за міським їздовим циклом на дорозі на 12,53 % в порівнянні з традиційним дизельним паливом. Витрата палива в тепловому еквіваленті практично не змінилася.

Паливну характеристику усталеного руху автобуса згідно з [77] визначено на прямолінійній ділянці шляху довжиною 1000 м при русі з постійною швидкістю (табл. 3.6). Випробувальні заїзди виконано в протилежних напрямках на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі. Задану швидкість руху встановлено до виїзду на вимірну ділянку шляху.

Графічну інтерпретацію паливної характеристики усталеного руху автобуса показано на рис.3.23. Аналіз цієї характеристики вказує на зростання масової витрати дизельного біопалива при всіх швидкостях руху в середньому на 12%. Слід відмітити, що витрата палива в тепловому еквіваленті при цьому практично не змінюється.

Таблиця 3.6 – Паливна характеристика усталеного руху автобуса ПАЗ-32054 при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі

Паливо	Швидкість, км/год	№ п/ п	Час, с	Витрата палива, мл/км	Середній час, с	Середня витрата палива, мл/км	Середня витрата палива, кг/км
Дизельне паливо	20	1	178,24	160	181,98	155	0,129
		2	185,72	150			
	30	1	115,38	136	117,90	140	0,116
		2	120,42	143			
	40	1	98,09	145	92,35	142	0,118
		2	86,61	139			
	50	1	73,10	167	73,93	153	0,128
		2	74,75	139			
	60	1	62,20	184	61,93	184	0,153
		2	61,66	183			
	70	1	53,50	243	53,62	226	0,188
		2	53,73	208			
Дизельне біопаливо	20	1	182,60	163	181,92	164	0,143
		2	181,23	164			
	30	1	99,57	154	102,69	154	0,135
		2	105,80	154			
	40	1	85,56	149	87,52	149	0,130
		2	89,47	148			
	50	1	76,19	162	75,82	166	0,145
		2	75,44	169			
	60	1	63,38	181	63,34	197	0,172
		2	63,29	212			
	70	1	55,23	239	55,84	240	0,210
		2	56,45	241			

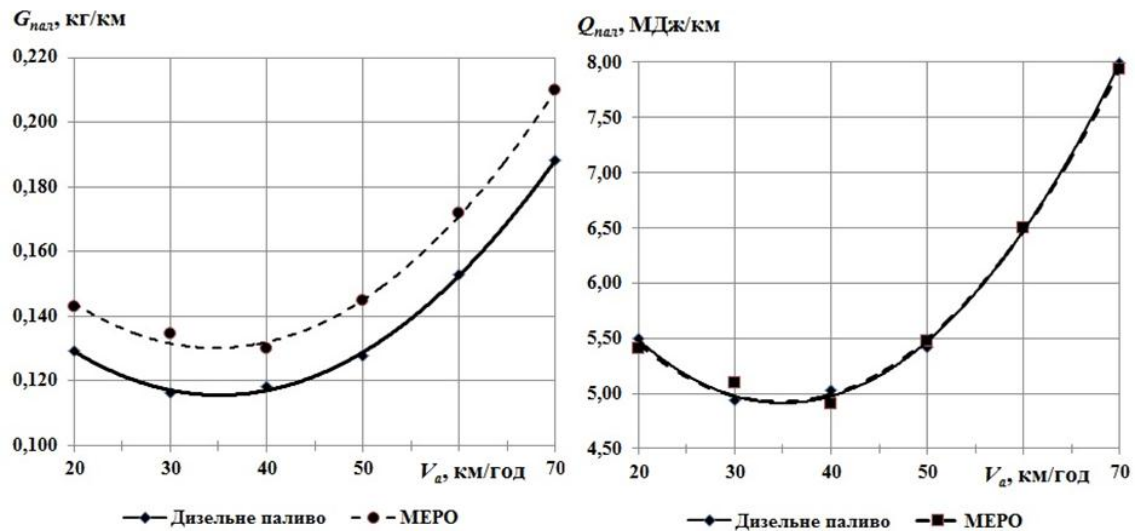


Рисунок 3.23 – Паливна характеристика усталеного руху автобуса ПАЗ-32054 при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі

3.7 Висновки до третього розділу

1. За результатами моторних досліджень дизеля 4Ч11,0/12,5 підтверджено можливість використання дизельного біопалива в автотракторних двигунах без внесення змін в їх конструкцію.

2. В різних режимах роботи дизеля спостерігається зростання годинної витрати дизельного біопалива на 11...16%. Концентрації CO та C_mH_n при малих навантаженнях двигуна підвищуються, в порівнянні з роботою на дизельному паливі, але зі зростанням навантаження є нижчими на 3% та 23% відповідно. Концентрації NO_x у ВГ при цьому дещо підвищуються (до 7...9%). Димність ВГ знижується до 35...42% при роботі на дизельному біопаливі.

3. За результатами дорожніх досліджень автобуса ПАЗ-32054, з дизелем 4Ч11,0/12,5 в умовах міського їздового циклу, встановлено підвищення масової витрати дизельного біопалива на 12,53% в порівнянні з традиційним дизельним паливом при русі в режимі міського їздового циклу. Витрата палива в тепловому еквіваленті майже не змінюється.

4. Під час усталеного руху автобуса ПАЗ-32054, з дизелем 4Ч11,0/12,5 відмічається зростання масової витрати біопалива на 12% в порівнянні з дизельним паливом.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ АВТОБУСА З ДИЗЕЛЕМ

4.1 Визначення поліноміальних залежностей дизеля при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі

За результатами експериментальних моторних і безмоторних досліджень визначено коефіцієнти поліноміальних залежностей, які дають можливість визначити витрату палива та показники викидів ШР двигуна 4Ч11,0/12,5 при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

За законом рівномірного розподілу плану двофакторного експерименту визначались значення параметрів у відповідних точках навантажувальних характеристик. З використанням методу найменших квадратів [107], використовуючи програмне забезпечення на ПК, визначались коефіцієнти поліноміальних залежностей для навантажувальних режимів роботи дизеля.

Для режимів активного та примусового холостого ходу коефіцієнти поліноміальних моделей визначалися в залежності від частоти обертання дизеля n_d , з використанням графічної прикладної програми «ORIGIN 8.0».

Циклова подача палива ПНВТ (q_u) безпосередньо залежить від виду палива та описується поліноміальною залежністю другого порядку від положення рейки (h_n) і частоти обертання кулачкового вала насоса (n_n). Значення коефіцієнтів поліноміальної залежності визначено за результатами експериментальних досліджень ПНВТ 4УТНМ на стенді методом апроксимації за допомогою програми багатовимірної регресії в прикладному програмному забезпеченні «Mathcad» для ПК. Значення коефіцієнтів для традиційного дизельного палива та дизельного біопалива наведено в табл. 4.1.

Індикаторний крутний момент дизеля (M_i), що залежить від палива, описується поліноміальною залежністю другого степеня від циклової подачі палива (q_u) та частоти обертання колінчастого вала дизеля (n_d). Значення

коефіцієнтів поліноміальної залежності для традиційного дизельного палива та дизельного біопалива одержано за результатами стендових досліджень дизеля 4Ч11,0/12,5 та наведено в табл. 4.1.

Момент механічних втрат дизеля (M_m) не залежить від виду палива і описується поліноміальною залежністю другого степеня від частоти обертання колінчастого вала (n_o). Значення коефіцієнтів поліноміальної залежності одержано за результатами стендових досліджень дизеля 4Ч11,0/12,5 та наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей

Параметр	Коефіцієнти	Дизельне паливо	Дизельне біопаливо
q_u	b_0, b'_0	$-3,186 \cdot 10^{-3}$	$-3,536 \cdot 10^{-3}$
	b_1, b'_1	$9,467 \cdot 10^{-1}$	$1,051 \cdot 10^0$
	b_2, b'_2	$8,475 \cdot 10^0$	$9,408 \cdot 10^0$
	b_{11}, b'_{11}	$-2,127 \cdot 10^1$	$-2,36 \cdot 10^1$
	b_{22}, b'_{22}	$2,384 \cdot 10^{-2}$	$2,646 \cdot 10^{-2}$
	b_{12}, b'_{12}	$-1,025 \cdot 10^{-5}$	$-1,138 \cdot 10^{-5}$
M_i	c_0, c'_0, c''_0	$6,017 \cdot 10^{-4}$	$4,476 \cdot 10^{-4}$
	c_1, c'_1, c''_1	$-2,898 \cdot 10^{-2}$	$-2,742 \cdot 10^{-2}$
	c_2, c'_2, c''_2	$5,863 \cdot 10^0$	$5,901 \cdot 10^0$
	$c_{11}, c'_{11}, c''_{11}$	$-2,575 \cdot 10^1$	$-3,776 \cdot 10^1$
	$c_{22}, c'_{22}, c''_{22}$	$1,422 \cdot 10^{-2}$	$1,276 \cdot 10^{-2}$
	$c_{12}, c'_{12}, c''_{12}$	$-7,407 \cdot 10^{-6}$	$-4,824 \cdot 10^{-6}$
M_m	d_0	$4,486 \cdot 10^1$	
	d_1	$8,000 \cdot 10^{-3}$	
	d_{11}	$1,142 \cdot 10^{-5}$	

Параметри, що характеризують роботу двигуна в режимах активного та примусового ХХ, залежать лише від частоти обертання дизеля n_o . Коефіцієнти

поліноміальних залежностей, які описують роботу дизеля на цих режимах, наведено в табл. 4.2 та 4.3.

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей, що описують показники роботи дизеля в режимі активного ХХ

Параметр	Коефіцієнт	Дизельне паливо	Дизельне біопаливо (Зразок 1)	Дизельне біопаливо (Зразок 2)
$G_{налхх}$	A_{xx0}	$8,642 \cdot 10^{-1}$	$3,939 \cdot 10^{-1}$	$6,135 \cdot 10^{-1}$
	A_{xx1}	$-7,469 \cdot 10^{-4}$	$2,271 \cdot 10^{-4}$	$1,855 \cdot 10^{-5}$
	A_{xx2}	$8,598 \cdot 10^{-7}$	$5,984 \cdot 10^{-7}$	$6,869 \cdot 10^{-7}$
$G_{повхх}$	B_{xx0}	$-3,522 \cdot 10^1$	$-3,812 \cdot 10^1$	$-3,984 \cdot 10^1$
	B_{xx1}	$2,133 \cdot 10^{-1}$	$2,155 \cdot 10^{-1}$	$2,206 \cdot 10^{-1}$
	B_{xx2}	$-1,817 \cdot 10^{-5}$	$-1,804 \cdot 10^{-5}$	$-2,099 \cdot 10^{-5}$
CO_{xx}	C_{xx0}	$6,179 \cdot 10^{-1}$	$6,067 \cdot 10^{-1}$	$6,964 \cdot 10^{-1}$
	C_{xx1}	$-6,519 \cdot 10^{-4}$	$-6,600 \cdot 10^{-4}$	$-7,843 \cdot 10^{-4}$
	C_{xx2}	$1,943 \cdot 10^{-7}$	$1,960 \cdot 10^{-7}$	$2,400 \cdot 10^{-7}$
CH_{xx}	D_{xx0}	$8,276 \cdot 10^1$	$9,095 \cdot 10^2$	$7,928 \cdot 10^1$
	D_{xx1}	$-9,073 \cdot 10^{-2}$	$-1,208 \cdot 10^{-1}$	$-1,052 \cdot 10^{-1}$
	D_{xx2}	$3,256 \cdot 10^{-5}$	$4,481 \cdot 10^{-5}$	$4,019 \cdot 10^{-5}$
NO_{xx}	E_{xx0}	$3,615 \cdot 10^2$	$3,992 \cdot 10^2$	$3,840 \cdot 10^2$
	E_{xx1}	$-1,921 \cdot 10^{-1}$	$-2,909 \cdot 10^{-1}$	$-2,476 \cdot 10^{-1}$
	E_{xx2}	$2,801 \cdot 10^{-5}$	$6,580 \cdot 10^{-5}$	$4,668 \cdot 10^{-5}$
K_{xx}	F_{xx0}	$7,184 \cdot 10^{-1}$	$2,689 \cdot 10^{-1}$	$2,434 \cdot 10^{-1}$
	F_{xx1}	$-1,602 \cdot 10^{-4}$	$-4,296 \cdot 10^{-4}$	$-3,953 \cdot 10^{-4}$
	F_{xx2}	$1,052 \cdot 10^{-7}$	$1,792 \cdot 10^{-7}$	$1,690 \cdot 10^{-7}$

Витрата палива, повітря, концентрації основних ШР в ВГ та димність ВГ під час роботи двигуна в широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів описуються поліноміальними залежностями другого та третього степенів від частоти обертання колінчастого вала дизеля (n_o) та крутного моменту (M_e).

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей, що описують показники роботи дизеля в режимі примусового холостого ходу

Параметр	Коефіцієнт	Дизельне паливо	Дизельне біопаливо (Зразок 1)	Дизельне біопаливо (Зразок 2)
$G_{налнхх}$	$A_{nхх0}$	$4,917 \cdot 10^1$	$2,247 \cdot 10^1$	$6,372 \cdot 10^1$
	$A_{nхх1}$	$-9,388 \cdot 10^{-2}$	$-3,873 \cdot 10^{-2}$	$-1,216 \cdot 10^{-1}$
	$A_{nхх2}$	$4,470 \cdot 10^{-5}$	$1,655 \cdot 10^{-5}$	$5,792 \cdot 10^{-5}$
$G_{новнхх}$	$B_{nхх0}$	$-3,517 \cdot 10^1$	$-2,440 \cdot 10^1$	$-3,517 \cdot 10^1$
	$B_{nхх1}$	$2,130 \cdot 10^{-1}$	$2,061 \cdot 10^{-1}$	$2,130 \cdot 10^{-1}$
	$B_{nхх2}$	$-1,815 \cdot 10^{-5}$	$2,143 \cdot 10^{-5}$	$-1,815 \cdot 10^{-5}$
$CO_{nхх}$	$C_{nхх0}$	$1,045 \cdot 10^1$	$3,492 \cdot 10^0$	$9,900 \cdot 10^0$
	$C_{nхх1}$	$-1,995 \cdot 10^{-2}$	$-6,020 \cdot 10^{-3}$	$-1,890 \cdot 10^{-2}$
	$C_{nхх2}$	$9,500 \cdot 10^{-6}$	$2,571 \cdot 10^{-6}$	$9,000 \cdot 10^{-6}$
$CH_{nхх}$	$D_{nхх0}$	$1,650 \cdot 10^3$	$3,880 \cdot 10^2$	$1,100 \cdot 10^3$
	$D_{nхх1}$	$-3,150 \cdot 10^0$	$-6,686 \cdot 10^{-1}$	$-2,100 \cdot 10^0$
	$D_{nхх2}$	$1,500 \cdot 10^{-3}$	$2,857 \cdot 10^{-4}$	$1,000 \cdot 10^{-3}$
$NO_{nхх}$	$E_{nхх0}$	$1,210 \cdot 10^4$	$3,899 \cdot 10^3$	$1,106 \cdot 10^4$
	$E_{nхх1}$	$-2,310 \cdot 10^1$	$-6,719 \cdot 10^0$	$-2,111 \cdot 10^1$
	$E_{nхх2}$	$1,100 \cdot 10^{-2}$	$2,870 \cdot 10^{-3}$	$1,005 \cdot 10^{-2}$
$K_{nхх}$	$F_{nхх0}$	$1,100 \cdot 10^0$	$3,880 \cdot 10^{-1}$	$1,100 \cdot 10^0$
	$F_{nхх1}$	$-2,100 \cdot 10^{-3}$	$-6,686 \cdot 10^{-4}$	$-2,100 \cdot 10^{-3}$
	$F_{nхх2}$	$1,000 \cdot 10^{-6}$	$2,857 \cdot 10^{-7}$	$1,000 \cdot 10^{-6}$

Коефіцієнти поліноміальних залежностей для навантажувальних режимів, визначено в прикладному програмному забезпеченні «Mathcad» для ПК за двофакторним експериментальним дослідженням дизеля 4Ч11,0/12,5 в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів, при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі. Значення коефіцієнтів поліноміальної залежності наведено в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей, що описують показники роботи дизеля в навантажувальних режимах

Параметр	Коефіцієнт	Дизельне паливо	Дизельне біопаливо (Зразок 1)	Дизельне біопаливо (Зразок 2)
$G_{\text{нал}}$	A_0	$1,887 \cdot 10^{-5}$	$1,926 \cdot 10^{-5}$	$2,136 \cdot 10^{-5}$
	A_1	$4,425 \cdot 10^{-5}$	$6,228 \cdot 10^{-5}$	$6,002 \cdot 10^{-5}$
	A_2	$-8,513 \cdot 10^{-3}$	$-9,901 \cdot 10^{-3}$	$-1,154 \cdot 10^{-2}$
	A_3	$1,618 \cdot 10^{+0}$	$7,780 \cdot 10^{+1}$	$2,122 \cdot 10^{+0}$
	A_4	$-1,297 \cdot 10^{-3}$	$-1,376 \cdot 10^{-4}$	$-1,560 \cdot 10^{-3}$
	A_5	$9,368 \cdot 10^{-7}$	$-6,929 \cdot 10^{-7}$	$1,049 \cdot 10^{-6}$
$G_{\text{пов}}$	B_0	$1,300 \cdot 10^{-5}$	$-2,754 \cdot 10^{-6}$	$2,304 \cdot 10^{-5}$
	B_1	$-1,315 \cdot 10^{-4}$	$-1,556 \cdot 10^{-4}$	$-2,462 \cdot 10^{-4}$
	B_2	$-4,400 \cdot 10^{-2}$	$-5,267 \cdot 10^{-3}$	$-3,549 \cdot 10^{-2}$
	B_3	$-1,205 \cdot 10^{+1}$	$-3,796 \cdot 10^{+1}$	$1,569 \cdot 10^{+1}$
	B_4	$-1,800 \cdot 10^{-1}$	$2,120 \cdot 10^{+1}$	$1,517 \cdot 10^{-1}$
	B_5	$-6,238 \cdot 10^{-6}$	$-1,621 \cdot 10^{-5}$	$5,045 \cdot 10^{-8}$
CO	C_0	$-1,036 \cdot 10^{-8}$	$-2,368 \cdot 10^{-8}$	$-2,515 \cdot 10^{-8}$
	C_1	$1,120 \cdot 10^{-7}$	$9,343 \cdot 10^{-8}$	$1,061 \cdot 10^{-7}$
	C_2	$-1,475 \cdot 10^{-5}$	$1,603 \cdot 10^{-5}$	$1,469 \cdot 10^{-5}$
	C_3	$1,125 \cdot 10^{-3}$	$2,067 \cdot 10^{-3}$	$9,838 \cdot 10^{-4}$
	C_4	$-1,022 \cdot 10^{-6}$	$-6,973 \cdot 10^{-6}$	$-5,272 \cdot 10^{-6}$
	C_5	$8,029 \cdot 10^{-10}$	$3,557 \cdot 10^{-9}$	$3,061 \cdot 10^{-9}$
	C_6	$-0,589 \cdot 10^{-0}$	$0,129 \cdot 10^{+1}$	$1,423 \cdot 10^{+0}$
	C_7	$1,205 \cdot 10^{-3}$	$-2,485 \cdot 10^{-3}$	$-2,704 \cdot 10^{-3}$
	C_8	$-7,105 \cdot 10^{-7}$	$1,754 \cdot 10^{-6}$	$1,849 \cdot 10^{-6}$
	C_9	$1,339 \cdot 10^{-10}$	$-4,113 \cdot 10^{-10}$	$-4,207 \cdot 10^{-10}$
CH	D_0	$-4,725 \cdot 10^{-9}$	$-1,748 \cdot 10^{-7}$	$-2,986 \cdot 10^{-7}$
	D_1	$1,153 \cdot 10^{-6}$	$6,199 \cdot 10^{-6}$	$4,512 \cdot 10^{-6}$
	D_2	$9,146 \cdot 10^{-4}$	$-1,032 \cdot 10^{-3}$	$-3,298 \cdot 10^{-5}$
	D_3	$-4,030 \cdot 10^{-1}$	$3,330 \cdot 10^{-1}$	$1,346 \cdot 10^{-1}$
	D_4	$3,356 \cdot 10^{-4}$	$-5,129 \cdot 10^{-4}$	$-3,698 \cdot 10^{-4}$
	D_5	$-1,390 \cdot 10^{-7}$	$1,636 \cdot 10^{-7}$	$1,221 \cdot 10^{-7}$
	D_6	$3,561 \cdot 10^{+1}$	$-1,354 \cdot 10^{+2}$	$-2,756 \cdot 10^{+2}$
	D_7	$-0,140 \cdot 10^{+1}$	$2,930 \cdot 10^{-1}$	$5,864 \cdot 10^{-1}$
	D_8	$-6,300 \cdot 10^{-6}$	$-1,794 \cdot 10^{-4}$	$-3,763 \cdot 10^{-4}$
	D_9	$5,424 \cdot 10^{-9}$	$3,616 \cdot 10^{-8}$	$7,894 \cdot 10^{-8}$

Продовження таблиці 4.4

Параметр	Коефіцієнт	ДП	МЕРО (Зразок 1)	МЕРО (Зразок 2)
NO_x	E_0	$1,067 \cdot 10^{-5}$	$2,592 \cdot 10^{-5}$	$2,552 \cdot 10^{-5}$
	E_1	$-1,510 \cdot 10^{-4}$	$-1,161 \cdot 10^{-4}$	$-1,419 \cdot 10^{-4}$
	E_2	$2,500 \cdot 10^{-2}$	$-9,293 \cdot 10^{-3}$	$-3,219 \cdot 10^{-3}$
	E_3	$1,015 \cdot 10^{+1}$	$1,766 \cdot 10^{+1}$	$1,432 \cdot 10^{+1}$
	E_4	$-4,252 \cdot 10^{-3}$	$-9,018 \cdot 10^{-3}$	$-5,025 \cdot 10^{-3}$
	E_5	$1,191 \cdot 10^{-7}$	$4,571 \cdot 10^{-7}$	$-5,836 \cdot 10^{-7}$
	E_6	$-3,264 \cdot 10^{+3}$	$-1,481 \cdot 10^{+3}$	$-2,431 \cdot 10^{+3}$
	E_7	$6,994 \cdot 10^{+0}$	$3,224 \cdot 10^{+0}$	$5,542 \cdot 10^{+0}$
	E_8	$-4,596 \cdot 10^{-3}$	$-2,121 \cdot 10^{-3}$	$-3,778 \cdot 10^{-3}$
	E_9	$9,643 \cdot 10^{-7}$	$4,494 \cdot 10^{-7}$	$8,121 \cdot 10^{-7}$
K	F_0	$-5,377 \cdot 10^{-8}$	$-5,333 \cdot 10^{-8}$	$-5,264 \cdot 10^{-8}$
	F_1	$1,675 \cdot 10^{-7}$	$2,143 \cdot 10^{-7}$	$1,714 \cdot 10^{-7}$
	F_2	$7,085 \cdot 10^{-5}$	$4,220 \cdot 10^{-5}$	$5,804 \cdot 10^{-5}$
	F_3	$-1,100 \cdot 10^{-2}$	$7,362 \cdot 10^{-3}$	$1,475 \cdot 10^{-2}$
	F_4	$9,333 \cdot 10^{-6}$	$-1,243 \cdot 10^{-5}$	$-2,292 \cdot 10^{-5}$
	F_5	$-7,386 \cdot 10^{-10}$	$5,916 \cdot 10^{-9}$	$8,850 \cdot 10^{-9}$
	F_6	$2,55 \cdot 10^{-1}$	$-1,004 \cdot 10^{+0}$	$1,584 \cdot 10^{+0}$
	F_7	$-4,571 \cdot 10^{-4}$	$1,220 \cdot 10^{-3}$	$-4,063 \cdot 10^{-3}$
	F_8	$3,573 \cdot 10^{-7}$	$-2,437 \cdot 10^{-7}$	$3,249 \cdot 10^{-6}$
	F_9	$-9,051 \cdot 10^{-11}$	$-5,549 \cdot 10^{-11}$	$-7,966 \cdot 10^{-10}$

Отримані коефіцієнти поліноміальних залежностей дають можливість розрахувати основні показники роботи дизеля 4Ч11,0/12,5, а саме: витрату палива та шкідливі викиди при роботі на різних видах палива у широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів, характерних для умов експлуатації. Ці залежності використовуються в математичній моделі руху автобуса з дизелем за режимами міського їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90, основні рівняння якої та алгоритм описані в розділі 2.

4.2 Перевірка адекватності поліноміальних залежностей дизеля при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі

Перевірка адекватності поліноміальних залежностей, що описують циклову подачу палива ПНВТ, індикаторний крутний момент дизеля, годинну витрату палив і повітря, концентрації у ВГ основних ШР і димність ВГ здійснювалась за допомогою коефіцієнта кореляції (R) та F-критерію Фішера [108].

Коефіцієнтом кореляції називається квадратний корінь коефіцієнта детермінації:

$$R = \sqrt{r}, \quad (4.1)$$

де r – коефіцієнт детермінації, яким визначається відносна різниця між менш точним середнім значенням залежної змінної ($\overline{y_\phi}$) та більш точним рівнянням регресії:

$$r = \frac{S_\phi^2 - S_p^2}{S_\phi^2}, \quad (4.2)$$

де S_ϕ^2 – середньоквадратичне відхилення фактичних значень;

S_p^2 – середньоквадратичне відхилення розрахованих значень.

Середньоквадратичні відхилення визначаються за залежностями:

$$S_\phi^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_{(i)\phi} - \overline{y_\phi})^2, \quad (4.3)$$

$$S_p^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_{(i)\phi} - y_{(i)p})^2, \quad (4.4)$$

де N – кількість експериментальних точок;

$y_{(i)\phi}$ – фактичне значення i -ї залежної змінної;

$\overline{y_\phi}$ – середнє значення залежної змінної;

$y_{(i)p}$ – розрахункове значення i -ї залежної змінної.

Коефіцієнт кореляції знаходиться в межах від 0 до 1. Регресія вважається найбільш вдалою якщо коефіцієнт кореляції приблизно дорівнює 1.

Якість регресії дозволяє оцінити F -критерій Фішера, який визначається за залежністю:

$$F_p = \frac{S_{a\phi}^2}{S_{(y)}^2}, \quad (4.5)$$

де $S_{a\phi}^2$ – дисперсія адекватності;

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

Дисперсія адекватності визначається як остаточна сума різниці квадратів експериментально визначених та розрахованих за поліноміальними залежностями значеннями залежної змінної, поділена на число степенів вільності (f):

$$S_{a\phi}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_{(i)\phi} - y_{(i)p})^2}{f}. \quad (4.6)$$

Число степенів вільності (f) визначається за формулою:

$$f = N - k, \quad (4.7)$$

де N – число дослідів;

k – число коефіцієнтів апроксимації.

Дисперсія відтворюваності розраховується за залежністю:

$$S_{(y)}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n}, \quad (4.8)$$

де n – число повторних дослідів, ($n = 3$);

y_i – значення параметра i -го дослідів;

$\bar{y}$ – середнє значення параметрів.

Поліноміальну модель можна вважати адекватною з відповідною довірчою вірогідністю якщо розраховані значення критерію Фішера (F_p) не перевищують табличних даних (F_m). Для перевірки адекватності використовувалися табличні значення F -критерію Фішера при 5% рівні значимості [109], при цьому значення довірчої вірогідності відповідає 95 %.

Розраховані та табличні значення критерію Фішера, значення коефіцієнту кореляції для кожної поліноміальної моделі наведено в табл. 4.5. Результати наведених розрахунків вказують на адекватність поліноміальних залежностей, які використовувались в математичній моделі руху автобуса за режимами міського їздового циклу.

Таблиця 4.5 – Перевірка адекватності поліноміальних моделей показників дизеля при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі

Параметр	Паливо	R	F_p	F_m
q_{ci}	Дизельне паливо	0,999	3,578	8,630
	Дизельне біопаливо	0,999	3,153	8,630
M_i	Дизельне паливо	0,999	6,053	8,590
	Дизельне біопаливо (зразок 1)	0,999	5,960	8,581
	Дизельне біопаливо (зразок 2)	0,999	5,825	8,763
$G_{нал}$	Дизельне паливо	0,999	2,670	8,639
	Дизельне біопаливо (зразок 1)	0,998	3,248	8,620
	Дизельне біопаливо (зразок 2)	0,997	2,737	8,620
$G_{нов}$	Дизельне паливо	0,999	0,772	8,639
	Дизельне біопаливо (зразок 1)	0,999	1,084	8,620
	Дизельне біопаливо (зразок 2)	0,997	2,217	8,620
CO	Дизельне паливо	0,926	3,798	8,660
	Дизельне біопаливо (зразок 1)	0,871	7,685	8,634
	Дизельне біопаливо (зразок 2)	0,917	0,430	8,634
CH	Дизельне паливо	0,976	4,883	8,660
	Дизельне біопаливо (зразок 1)	0,872	5,115	8,634
	Дизельне біопаливо (зразок 2)	0,942	3,410	8,634
NO_x	Дизельне паливо	0,996	0,255	8,660
	Дизельне біопаливо (зразок 1)	0,995	0,080	8,634
	Дизельне біопаливо (зразок 2)	0,996	7,477	8,634
K	Дизельне паливо	0,996	0,821	8,660
	Дизельне біопаливо (зразок 1)	0,990	5,433	8,634
	Дизельне біопаливо (зразок 2)	0,991	5,725	8,634

4.3 Перевірка адекватності математичної моделі руху автобуса в умовах міського їздового циклу

Адекватність математичної моделі перевірено шляхом порівняння математичних розрахунків та результатів, отриманих в процесі проведення дорожніх випробувань автобуса ПАЗ-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 в умовах міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 [77]. В якості вихідних даних для математичної моделі були використані технічні характеристики дизеля та автобуса. Результатами розрахунків були: масова витрати палива, витрата палива в тепловому еквіваленті, масові викиди ШР з ВГ дизеля.

Приведені на рис. 4.1 та 4.2 залежності зміни швидкості руху автобуса, отримані в результаті розрахунків на математичній моделі руху автобуса при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі, підтвердили відповідність їздового циклу, відтвореного в математичній моделі, стандартному їздовому циклу згідно ГОСТ 20306-90.

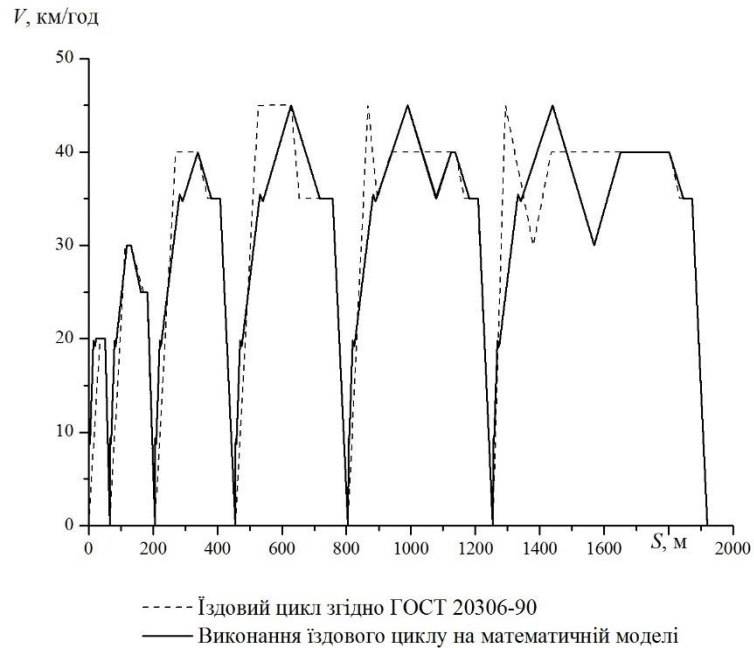


Рисунок 4.1 – Виконання міського їздового циклу автобуса, що працює на традиційному дизельному паливі

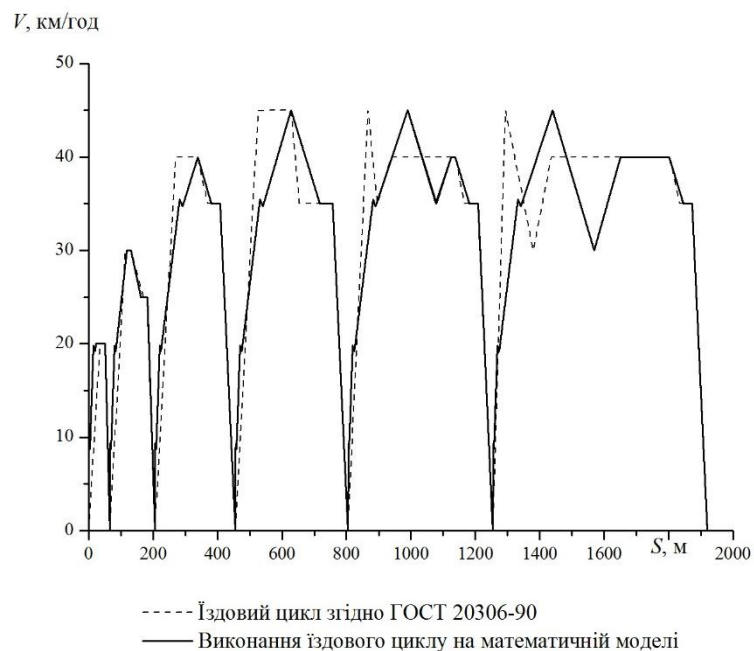


Рисунок 4.2 – Виконання міського їздового циклу автобуса, що працює на дизельному біопаливі

Порівняння результатів розрахунку на математичній моделі з результатами дорожніх випробувань наведено в табл. 4.6 [110,111]. Розбіжність результатів дорожніх випробувань та розрахункових досліджень на математичній моделі по витраті палива складає 4,56% для традиційного дизельного палива та 3,47% – для дизельного біопалива.

Таблиця 4.6 – Порівняння результатів розрахунку на математичній моделі руху автобуса в режимах міського їздового циклу з результатами дорожніх випробувань

Паливо	Дорожні випробування			Розрахунок на математичній моделі			Похибка по витраті палива, %	Похибка по часу, %
	Час, с	Витрата палива		Час, с	Витрата палива			
		кг/цикл	МДж/цикл		кг/цикл	МДж/цикл		
Дизельне паливо	254,89	0,343	14,60	255,87	0,359	15,26	4,56	0,38
Дизельне біопаливо	255,60	0,386	14,58	255,87	0,400	15,36	3,47	0,10

4.4 Аналіз результатів розрахунків на математичній моделі руху автобуса в умовах міського їздового циклу

Математична модель дозволяє оцінити зміну експлуатаційних показників автобуса з дизелем, враховуючи зміну кількості пасажирів автобуса та умови дорожнього руху в режимах заданого їздового циклу [86]. Розрахунки виконано на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

Графічну залежність, що описує зміну масової витрати палива ($G_{нал}$), витрати палива в тепловому еквіваленті ($Q_{нал}$), а також масових викидів ШР з ВГ дизеля при збільшенні кількості пасажирів автобуса від 0 до 39 чоловік показано на рис. 4.3. Аналіз цієї залежності вказує на підвищення масової витрати дизельного біопалива, в порівнянні з традиційним дизельним паливом, на 11,45% при русі без пасажирів і 14,34% при повному завантаженні.

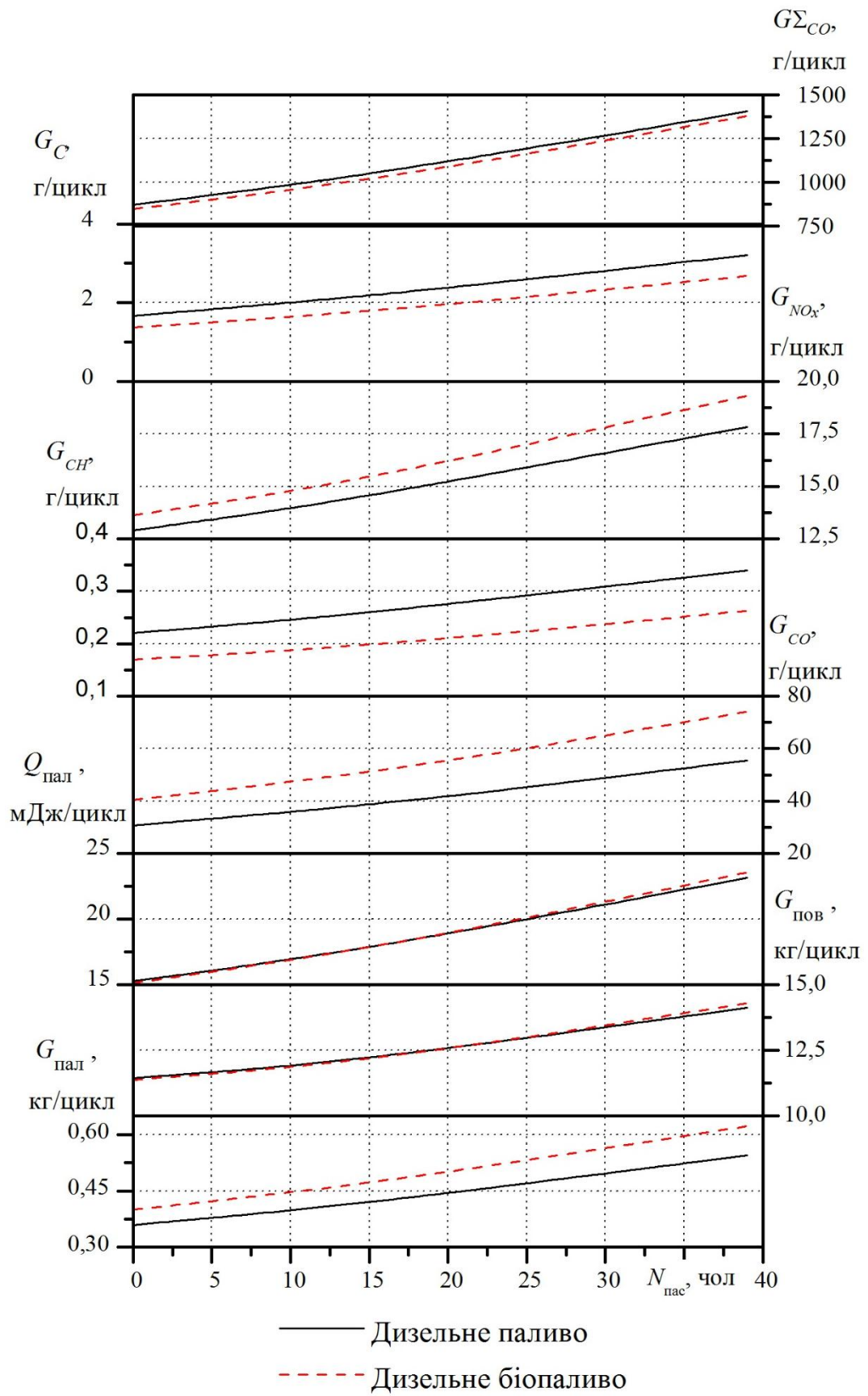


Рисунок 4.3 – Витрата палива та масові шкідливі викиди міського автобуса в залежності від кількості пасажирів

Оскільки нижча теплота згоряння традиційного дизельного палива та дизельного біопалива різна, окрім масової витрати палива, проаналізовано витрату палива в тепловому еквіваленті. Витрата дизельного біопалива в тепловому еквіваленті на 0,87% нижче витрати традиційного дизельного палива при русі без пасажирів і на 1,7% вища при повному завантаженні автобуса.

Масові викиди оксиду вуглецю (G_{CO}) при роботі на дизельному біопаливі зростають, в порівнянні з традиційним дизельним паливом на 31,39% при русі автобуса без пасажирів та на 33,57% – при повному завантаженні. Масові викиди вуглеводнів (G_{CmHn}) на при роботі на дизельному біопаливі знижуються на 23%, в порівнянні з традиційним дизельним паливом.

В порівнянні з традиційним дизельним паливом, масові викиди оксидів азоту (G_{NOx}) при роботі на дизельному біопаливі зростають, на 5,57% при русі автобуса без пасажирів та на 8,32% – при повному завантаженні.

При русі на дизельному біопаливі масові викиди сажі (G_C) знижуються, в порівнянні з дизельним паливом, відповідно на 18,24% при русі без пасажирів і 16,45% – при повному завантаженні.

Сумарні масові викиди ШР приведені до CO ($G_{\Sigma CO}$) при русі автобуса на дизельному біопаливі знижуються, в порівнянні з традиційним дизельним паливом, на 2,63% при русі автобуса без пасажирів і на 1,97% – при повному завантаженні.

Результати розрахунків на математичній моделі засвідчили поліпшення екологічних показників автобуса при роботі на дизельному біопаливі в режимах міського їздового циклу.

4.5 Висновки до четвертого розділу

1. За результатами моторних досліджень одержано поліноміальні залежності, які: описують двигун як споживач палива, повітря та джерело шкідливих викидів; дозволяють розрахувати витрату палива, повітря та викиди ШР з ВГ дизеля в усьому спектрі швидкісних та навантажувальних режимів при використанні традиційного дизельного палива та дизельного біопалива.

2. За допомогою коефіцієнта кореляції та F -критерію Фішера підтверджено адекватність поліноміальних моделей.

3. Адекватність уточненої математичної моделі підтверджено шляхом порівняння результатів розрахункових досліджень з результатами дорожніх випробувань автобуса ПАЗ-32054 при русі в режимах міського їздового циклу. Розбіжність результатів дорожніх випробувань та розрахункових досліджень на математичній моделі по витраті палива складає 4,56% для традиційного дизельного палива та 3,47% – для дизельного біопалива.

4. За результатами розрахунків на математичній моделі руху автобуса в умовах міського їздового циклу встановлено, що при роботі на дизельному біопаливі масова витрата палива за цикл зростає на 11,45% при русі автобуса без пасажирів і на 14,34% – при повному завантаженні. Однак, в перерахунку в тепловому еквіваленті витрата дизельного біопалива практично не змінюється, в порівнянні з традиційним дизельним паливом.

5. Результати розрахунків на математичній моделі засвідчили зниження сумарних масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами за цикл при використанні дизельного біопалива на 2,63%.

РОЗДІЛ 5. ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ МІСЬКИХ АВТОБУСІВ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

5.1 Дослідження паливної економічності та екологічних показників автобуса під час зупинок

Під час проведення розрахункових випробувань на математичній моделі руху автобуса в умовах міського їздового циклу та під час проведення дорожніх випробувань не досліджувалися паливно-економічні та екологічні показники роботи автобуса під час зупинок для посадки-висадки пасажирів. Однак ці показники можуть здійснювати суттєвий вплив, адже тривалість зупинок автобуса іноді займає 20...30% від загальної тривалості перебування автобуса на маршруті.

Під час зупинок, пов'язаних з посадкою-висадкою пасажирів, двигун автобуса працює в режимі активного ХХ, характеристика якого наведена в розділі 3 на рис. 3.22. З характеристики видно, що робота дизеля на дизельному біопаливі супроводжується незначним підвищенням годинної витрати палива, при цьому концентрації основних ШР у ВГ при роботі на дизельному біопаливі нижчі, в порівнянні з дизельним паливом.

Параметри, що характеризують роботу двигуна в режимі активного ХХ, залежать лише від частоти обертання дизеля n_o . Коефіцієнти поліноміальних залежностей, які описують роботу дизеля в цьому режимі, наведено в табл. 4.2.

Згідно з [112] та у відповідності з рекомендаціями підприємств-перевізників, тривалість зупинки маршрутного транспортного засобу для посадки-висадки пасажирів складає до 1 хв.

Залежність паливно-економічних та екологічних показників автобуса від тривалості роботи в режимі ХХ наведено на рис. 5.1.

Як видно з характеристики, при роботі двигуна на дизельному біопаливі спостерігається зростання масової витрати палива на 2,8 %, в порівнянні з традиційним дизельним паливом. При цьому масові викиди CO , CH , NO_x з ВГ

дизеля знижуються, відповідно, на 7%, 15% та 4,9%. Масові викиди сажі при роботі двигуна на дизельному біопаливі практично не змінюються, а сумарні масові викиди ШР з ВГ, приведені до викидів оксидів вуглецю, знижуються на 5,1%.

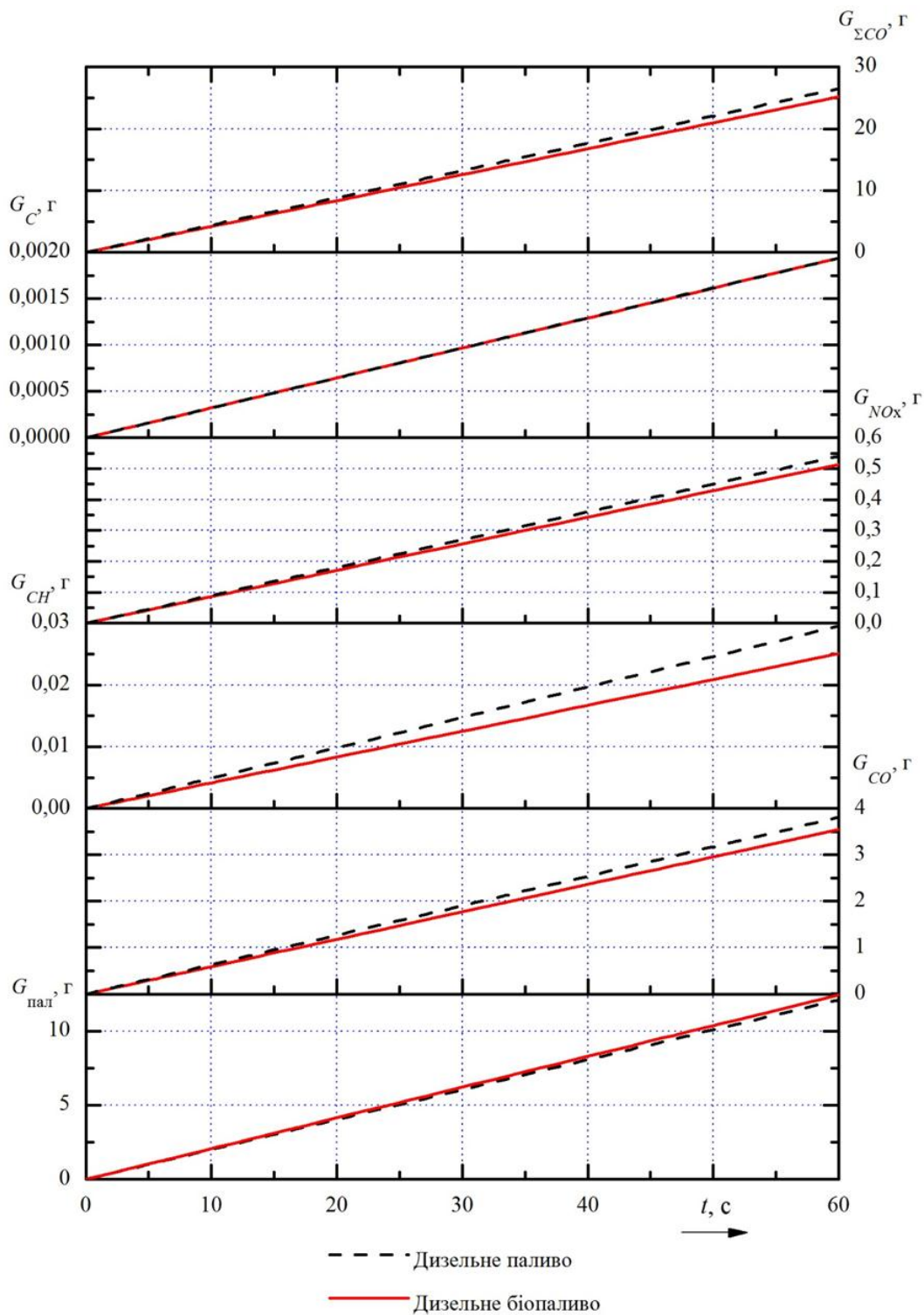


Рисунок 5.1 – Зміна паливно-економічних та екологічних показників автобуса в залежності від тривалості зупинки.

Отже, тривалість роботи дизеля автобуса на ХХ на зупинках громадського транспорту може вносити вагомий внесок у загальну витрату палива та масові викиди ШР з ВГ дизеля автобуса під час його перебування на міських маршрутах в умовах експлуатації.

5.2 Методика визначення раціональних експлуатаційних параметрів та розробка міського їздового циклу для автобусів

Для визначення раціональних експлуатаційних параметрів руху міських автобусів було розроблено методику, яка включала:

1. Дослідження роботи дизеля автобуса під час зупинок та визначення вагомості режиму роботи дизеля в режимі мінімальної частоти обертання ХХ під час перебування на експлуатаційному маршруті.
2. Розробка міського їздового циклу автобуса, що враховує тривалість зупинки впродовж часу, необхідного для посадки-висадки пасажирів, швидкість усталеного руху та відстань між зупинками громадського транспорту.
3. Розробка математичної моделі руху міського автобуса за режимами запропонованого їздового циклу, з використанням залежностей математичної моделі руху автобуса за режимами їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90.
4. Проведення розрахункових досліджень показників автобуса при русі за режимами розробленого їздового циклу при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі.
5. Аналіз результатів розрахунків та визначення раціональних експлуатаційних параметрів руху міських автобусів.

Для оцінки паливної економічності та токсичності міських автобусів використовувався їздовий цикл згідно з ГОСТ 20306-90 [77], який складається із послідовних циклів, що передбачають розгін, рух зі сталою швидкістю, сповільнення та гальмування автобуса до повної зупинки. Однак, даний їздовий цикл не враховує роботу двигуна в режимі мінімальної частоти обертання протягом часу, необхідного для посадки-висадки пасажирів. Крім того, автобус

може працювати в декількох режимах (в звичайному режимі та в режимі «експрес»), тому відстань між зупинками для посадки-висадки пасажирів, середні швидкості руху автобуса та час зупинок можуть значно відрізнятись.

Для проведення адекватної прогностичної оцінки експлуатаційних показників, витрати палива та викидів ШР з ВГ автобуса з дизелем під час роботи на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі було запропоновано міський їздовий цикл (рис. 5.2), який дає можливість врахувати тривалість роботи дизеля в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу на зупинках громадського транспорту під час висадки та посадки пасажирів, швидкість усталеного руху та відстань між зупинками. Даний їздовий цикл передбачає наступні режими роботи:

- розгін автобуса до швидкості, з якою здійснюється рух в усталеному режимі;
- рух автобуса зі сталою швидкістю;
- уповільнення та зупинка автобуса;
- робота дизеля в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу під час зупинки в місцях посадки-висадки пасажирів.

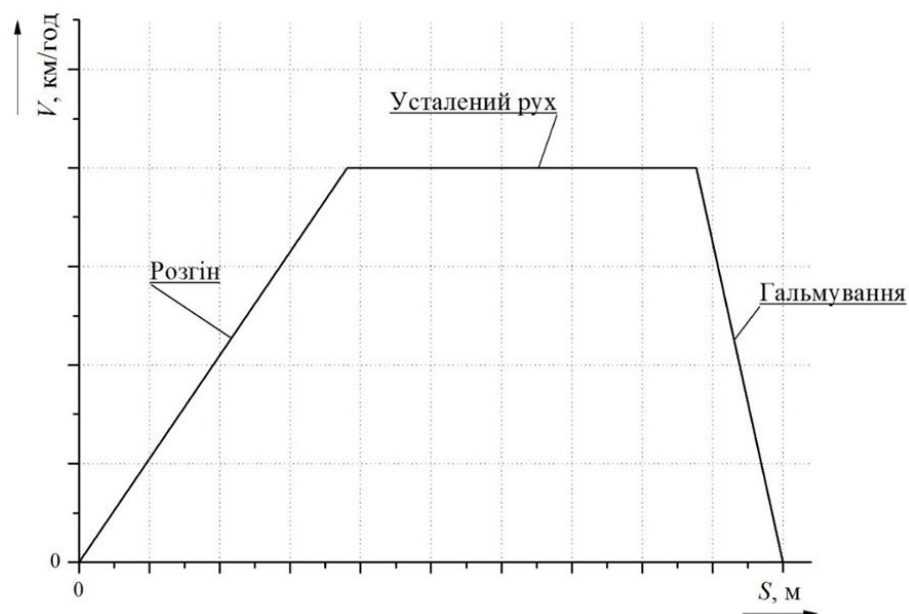


Рисунок 5.2 – Запропонований міський їздовий цикл для автобусів

Дослідити зміну показників автобуса, що працює на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі, в умовах представленого їздового циклу можливо шляхом розрахунків на математичній моделі, розробленій на основі залежностей математичної моделі, наведеної в розділі 2.

5.3 Дослідження показників автобуса, що працює на маршруті в звичайному режимі

5.3.1 Визначення раціональної швидкості усталеного руху автобуса, що працює в звичайному міському режимі

Згідно з [112] у межах забудови відстань між зупинками на маршрутах, транспортні засоби яких працюють у звичайному режимі, повинна становити 400...600 м. Для більш широкого аналізу паливно-економічних та екологічних показників автобуса, що працює на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі, відстані між зупинками та приймалися рівними 300, 400, 500, 600 та 700 м.

Розгін автобуса до швидкості, з якою здійснювався рух в усталеному режимі, розраховувався при оптимальному керуванні з боку водія згідно з вихідними даними, наведеними в розділі 2.

Рух автобуса в усталеному режимі під час виконання їздового циклу розглядався зі швидкостями 10, 20, 30, 40 та 50 км/год. Шлях, пройдений автобусом при усталеному русі, визначався відніманням від загальної протяжності їздового циклу шляху уповільнення-гальмування. Уповільнення автобуса при гальмуванні приймалося рівним -1 м/с^2 , мінімальна початкова швидкість гальмування становила 10 км/год.

Час, необхідний для посадки або висадки пасажирів на зупинках громадського транспорту, приймався рівним 30 с.

Розроблений міський їздовий цикл, відтворений на математичній моделі руху автобуса, що працює на маршруті в звичайному режимі, наведено на рис. 5.3.

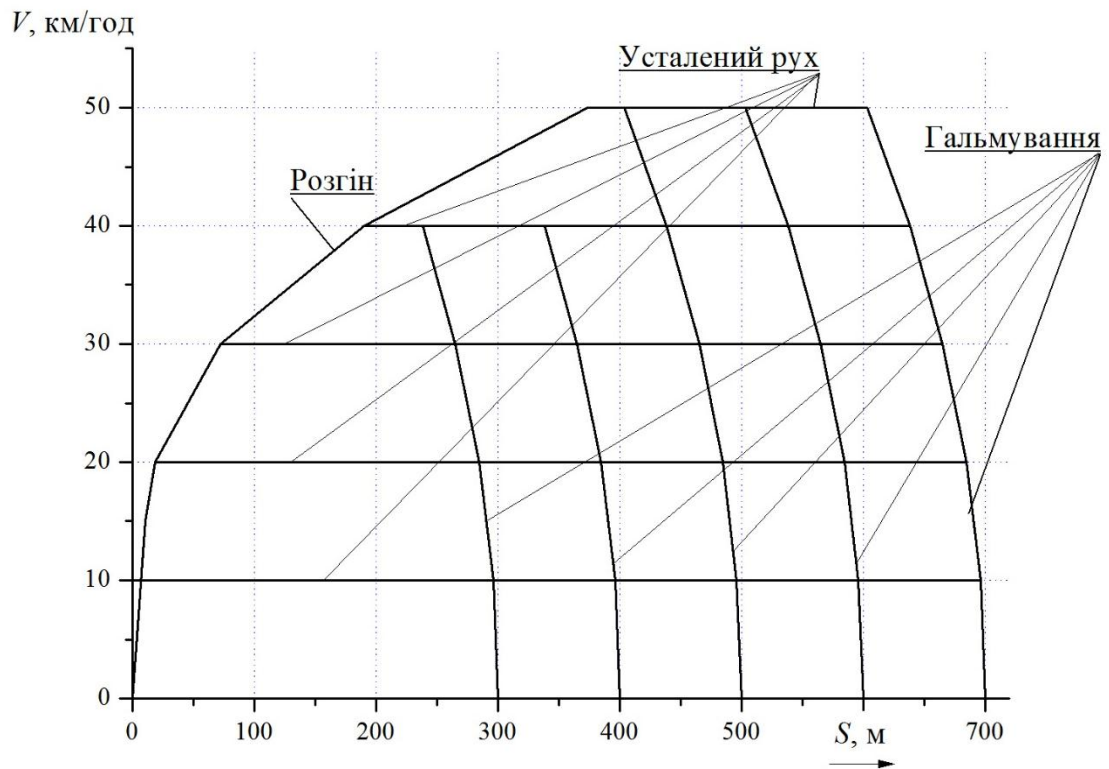


Рисунок 5.3 – Міський їздовий цикл для автобусів, що працюють в звичайному режимі

На рис. 5.4 наведено залежності середньої швидкості руху, питомих показників витрати палива та токсичності відпрацьованих газів, отримані при різній протяжності їздового циклу, в залежності від швидкості усталеного руху автобуса при роботі на дизельному біопаливі.

Як видно з характеристики (рис. 5.4), найбільш економічною є швидкість руху автобуса в межах 25...30 км/год. Мінімум викидів оксидів вуглецю має місце при швидкості 20...30 км/год, а вуглеводнів – при швидкості 35 – 45 км/год. Мінімальна кількість оксидів азоту спостерігається при швидкості, близькій до 30 км/год.

Мінімальні викиди сажі з відпрацьованими газами дизеля виникають при швидкості усталеного руху 15...25 км/год і різко зростають при швидкості руху автобуса понад 30 км/год.

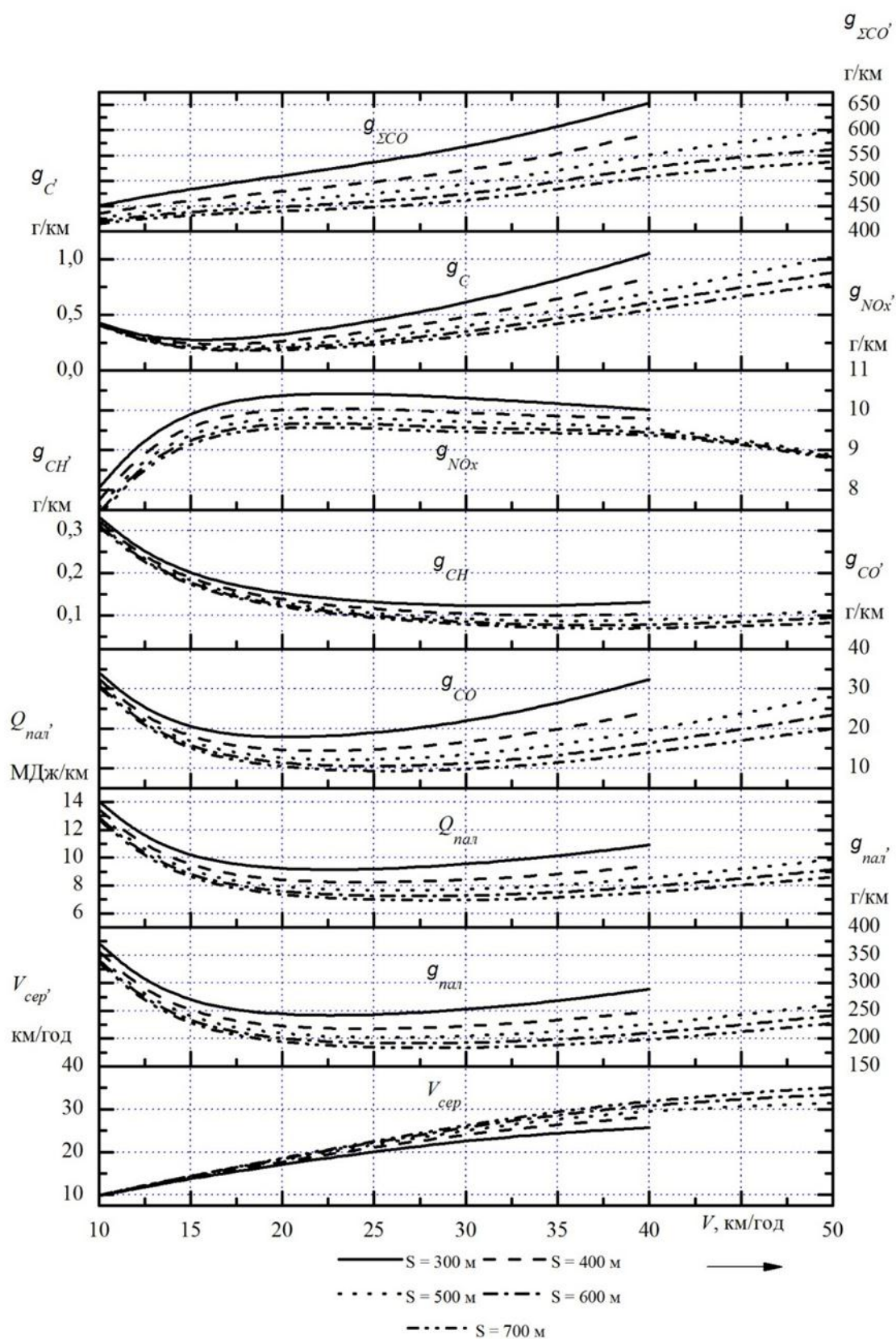


Рисунок 5.4 – Залежність показників автобуса, що працює на маршруті в звичайному режимі, від швидкості усталеного руху

Мінімум сумарних масових викидів шкідливих речовин, приведених до викидів оксидів вуглецю, відповідає діапазону швидкостей 20...30 км/год, тобто близькому до економічної швидкості руху.

З метою досягнення найвищої паливної економічності, зниження сумарної токсичності ВГ дизеля та збереження достатньо високої середньої швидкості при русі міського автобуса в звичайному режимі в умовах розробленого їздового циклу, доцільно рекомендувати швидкість усталеного руху автобуса, що працює на дизельному біопаливі в діапазоні 25...30 км/год.

5.3.2 Визначення раціональної відстані між зупинками міських автобусів

Для визначення раціональної відстані між зупинками автобуса, що працює в звичайному режимі руху, в умовах розробленого їздового циклу необхідно виконати порівняння його показників при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі при різній протяжності їздового циклу зі швидкістю усталеного руху $V = 25...30$ км/год.

На рис. 5.5 наведено залежність паливно-економічних та екологічних показників автобуса при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі при швидкості усталеного руху $V = 30$ км/год та різній протяжності їздового циклу.

Як видно з характеристики, зі збільшенням протяжності їздового циклу відбувається покращення питомих паливно-економічних та екологічних показників автобуса при роботі як на дизельному паливі, так і на дизельному біопаливі. Збільшується середня швидкість руху автобуса за цикл. При цьому робота двигуна на дизельному біопаливі супроводжується зростанням питомої витрати палива (в середньому на 9,8%), в порівнянні з роботою на традиційному дизельному паливі. Витрата палива в тепловому еквіваленті практично не змінюється.

На, порівняно, короткій протяжності їздового циклу масові викиди оксиду вуглецю CO та оксидів азоту NO_x , є вищими, ніж при роботі на дизельному паливі відповідно на 11,9 та 2,4 %, але зі збільшенням відстані між

зупинками до 700 м викиди оксидів вуглецю CO та оксидів азоту NO_x майже однакові. Водночас спостерігається значне зниження викидів сажі (до 24,7%).

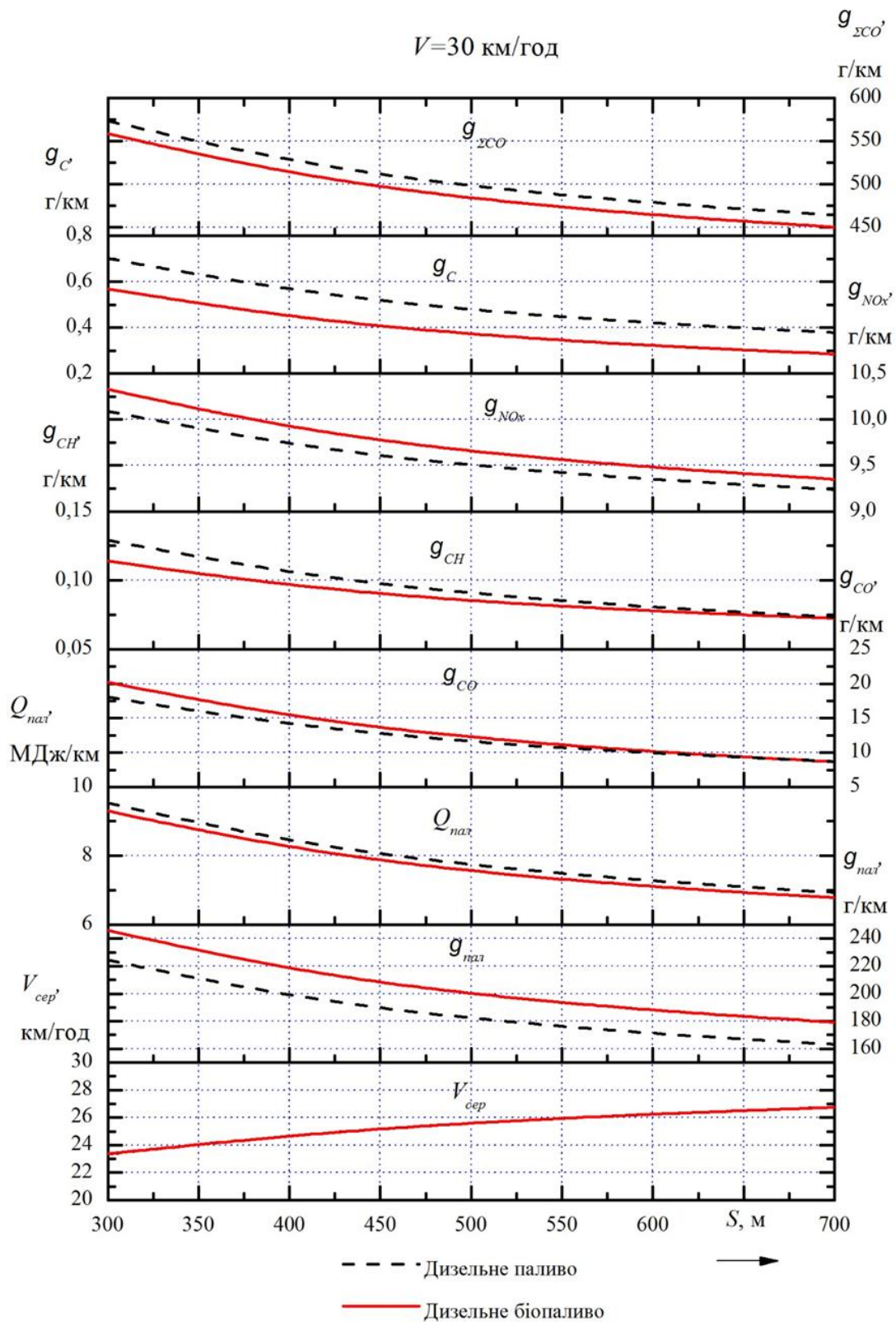


Рисунок 5.5 – Порівняння показників автобуса, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі в залежності від відстані між зупинками

Масові викиди оксиду вуглецю CO вуглеводнів C_mH_n також змінюються в залежності від протяжності їздового циклу, причому зі зменшенням протяжності їздового циклу до 300 м викиди C_mH_n є нижчими, ніж при роботі на традиційному дизельному паливі на 11,7%. Зі збільшенням відстані між зупинками до 700 м викиди C_mH_n є нижчими всього на 1,5% ніж при роботі на традиційному дизельному паливі.

Сумарні масові викиди шкідливих речовин, приведених до викидів CO зі збільшенням відстані між зупинками є нижчими майже на 2,97% за аналогічні викиди при роботі на традиційному дизельному паливі.

Загалом, покращення питомих паливно-економічних та екологічних показників автобуса при його роботі як на дизельному паливі, так і на дизельному біопаливі відбувається зі збільшенням відстані між зупинками. Тому, з врахуванням [112], для автобуса, що працює на дизельному біопаливі на маршруті в звичайному режимі, доцільно встановлювати відстань між зупинками, що близька до 600 м.

5.4 Дослідження показників автобуса, що працює на маршруті в режимі «експрес»

5.4.1 Визначення раціональної швидкості усталеного руху автобуса, що працює в режимі «експрес»

Для порівняння паливно-економічних та екологічних показників автобуса з дизелем, що працює в режимі «експрес» відстань між зупинками, пов'язаними з посадкою-висадкою пасажирів, відповідає вимогам [112] і знаходиться в межах 800...1200 м.

Рух автобуса в усталеному режимі під час виконання їздового циклу розглядався зі швидкостями 30, 40, 50, 55 та 60 км/год. Шлях, пройдений автобусом при усталеному русі, визначався аналогічно за методикою, наведеною в п.п. 5.3.1. Уповільнення автобуса при гальмуванні приймалося рівним -1 м/с^2 , мінімальна початкова швидкість гальмування становила 30 км/год.

Час, необхідний для посадки або висадки пасажирів на зупинках громадського транспорту, приймався рівним 30 с.

Розроблений міський їздовий цикл, відтворений на математичній моделі руху автобуса, що працює на маршруті в режимі «експрес», зображено на рис. 5.6.

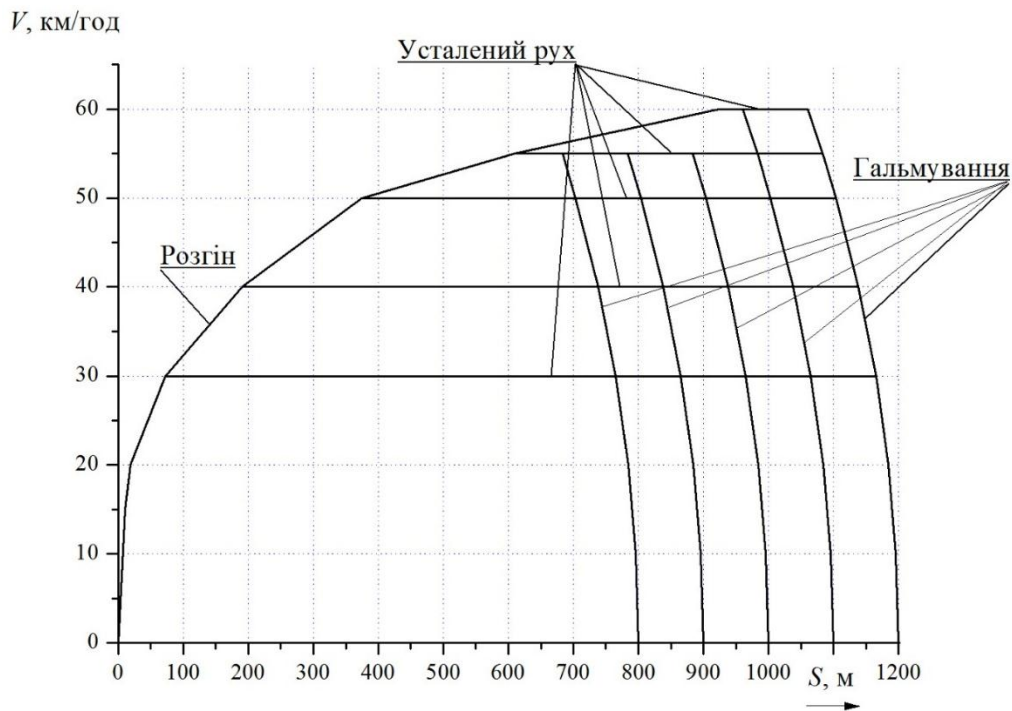


Рисунок 5.6 – Міський їздовий цикл для автобусів, що працюють в режимі «експрес»

Аналізуючи залежність експлуатаційних показників автобуса з дизелем, що працює в режимі «експрес» від швидкості усталеного руху (рис. 5.7), можна стверджувати, що найбільш раціональною швидкістю, до якої виконується розгін в цьому режимі є швидкість, яка знаходиться в межах 40...50 км/год.

Обґрунтування вибору раціональної швидкості руху можна пояснити за допомогою таких факторів:

- зі зростанням швидкості руху автобуса підвищуються масова витрата палива та погіршуються паливно-економічні показники (окрім викидів оксидів азоту NO_x), але сумарна токсичність автобуса з дизелем, що працює на дизельному біопаливі, значно зростає при швидкості, яка перевищує 50 км/год;

– в той же час, для підвищення якості перевезення пасажирів рекомендується здійснювати рух автобуса з вищими швидкостями.

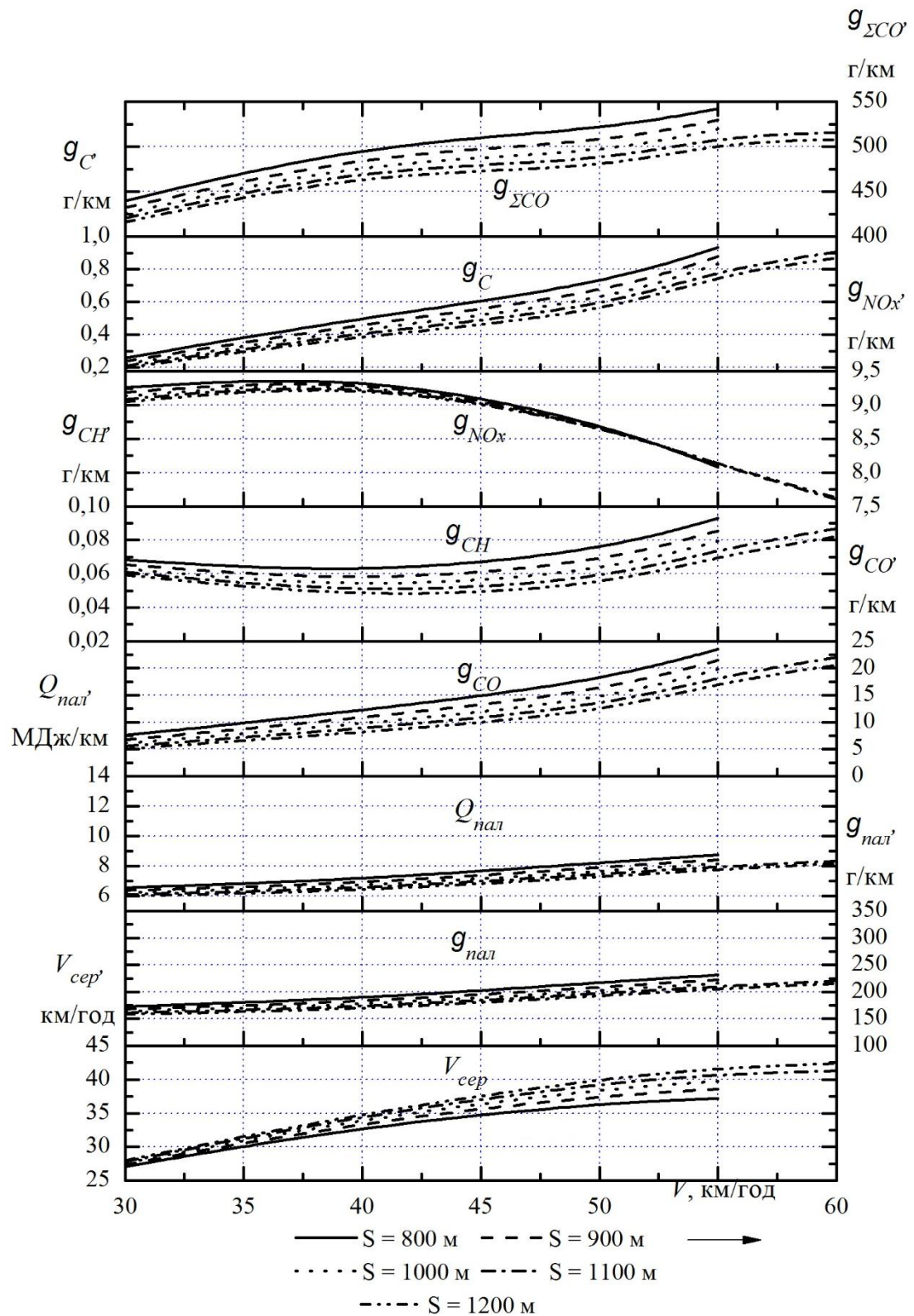


Рисунок 5.7 – Залежність показників автобуса, що працює на маршруті в режимі «експрес» від швидкості усталеного руху

5.4.2 Визначення раціональної відстані між зупинками міських автобусів, що працюють в режимі «експрес»

Для визначення раціональної відстані між зупинками автобуса, що працює в режимі «експрес» в умовах розробленого їздового циклу необхідно виконати порівняння його показників при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі при різній протяжності їздового циклу з максимальною швидкістю усталеного руху $V = 40...50$ км/год.

На рис. 5.8 та 5.9 наведено залежність паливно-економічних та екологічних показників автобуса при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі при швидкості усталеного руху $V = 40...50$ км/год та різній протяжності їздового циклу.

Як видно з характеристик, зі збільшенням протяжності їздового циклу відбувається покращення питомих паливно-економічних та екологічних показників автобуса при роботі як на дизельному паливі, так і на дизельному біопаливі.

Збільшується середня експлуатаційна швидкість руху автобуса за цикл. При цьому робота двигуна на дизельному біопаливі супроводжується зростанням питомої витрати палива (в середньому на 11...12%), в порівнянні з роботою на традиційному дизельному паливі.

Масові викиди оксидів вуглецю CO є вищими, ніж при роботі на дизельному паливі на 20,7% при швидкості $V = 40$ км/год та на 16,3 % – при $V = 50$ км/год. Викиди оксидів азоту NO_x є вищими, в порівнянні з роботою на дизельному паливі на 2,5% при швидкості $V = 40$ км/год та на 1,7 % – при швидкості, до якої здійснюється розгін, $V = 50$ км/год.

Водночас спостерігається значне зниження викидів сажі (до 26...29%).

Масові викиди оксидів вуглецю вуглеводнів C_mH_n також змінюються в залежності від протяжності їздового циклу, причому зі збільшенням протяжності їздового циклу до 1200 м викиди C_mH_n є нижчими, ніж при роботі на традиційному дизельному паливі на 35,1%.

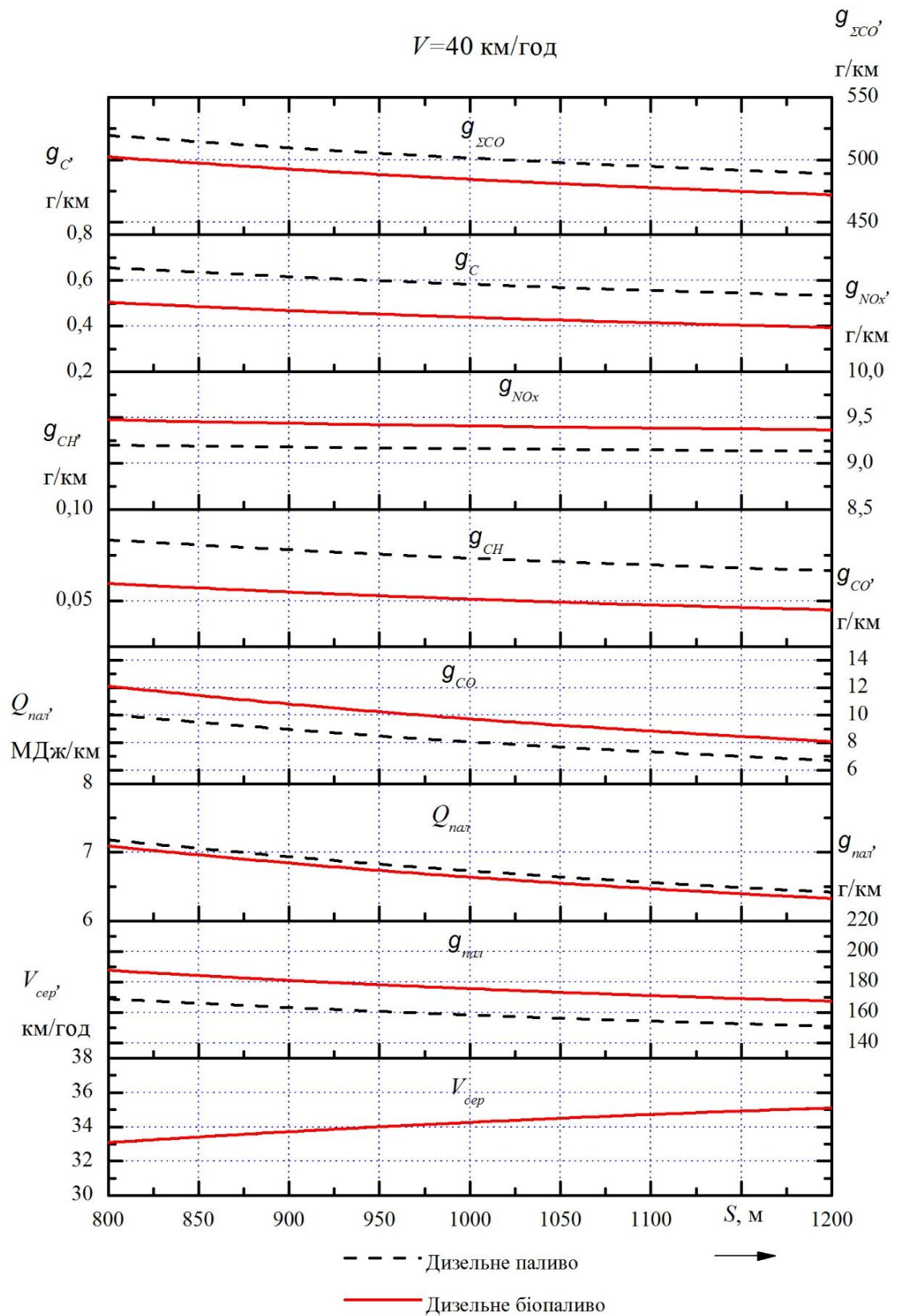


Рисунок 5.8 – Порівняння показників автобуса, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі в режимі «експрес» в залежності від відстані між зупинками

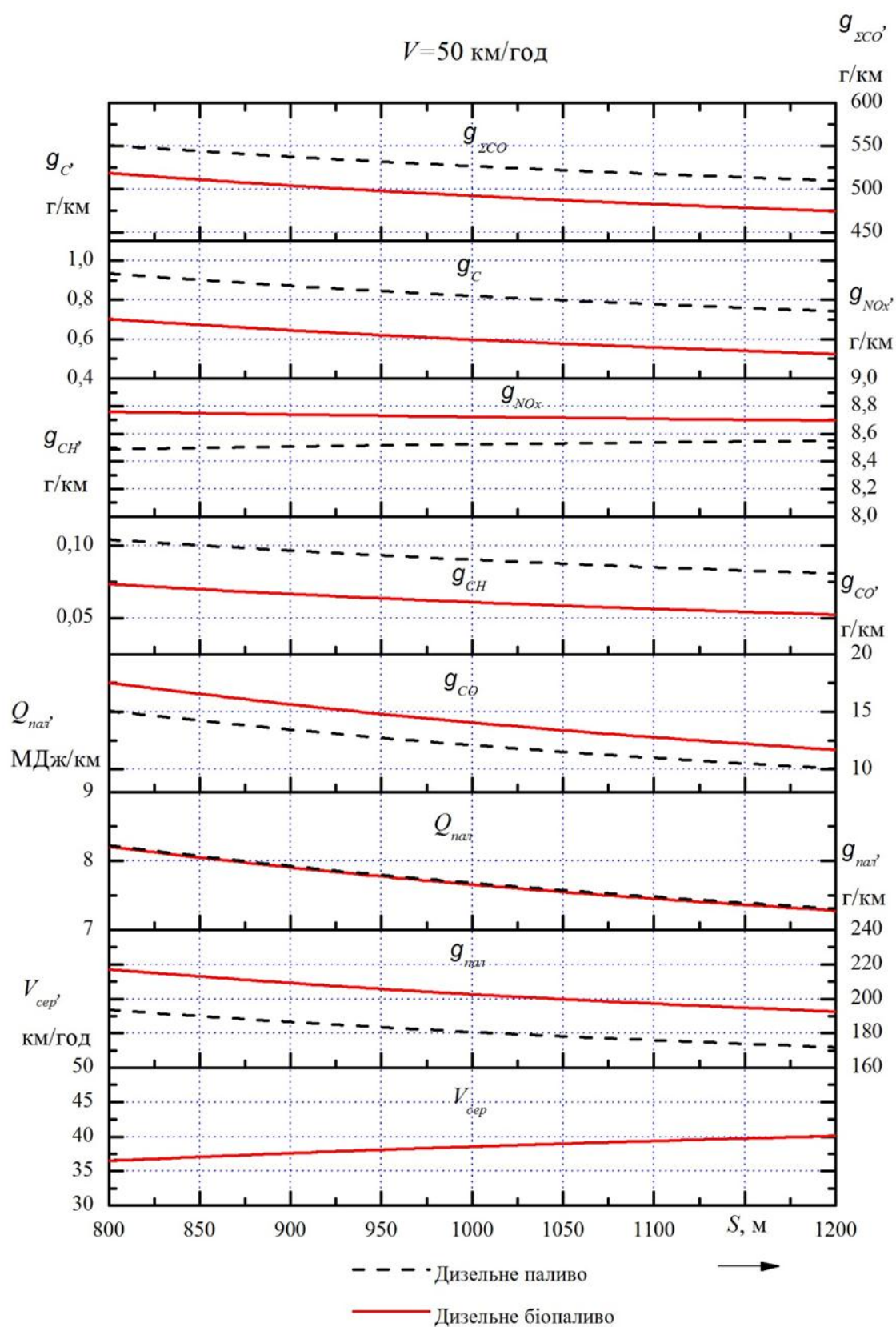


Рисунок 5.9 – Порівняння показників автобуса, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі в режимі «експрес» в залежності від відстані між зупинками

Сумарні масові викиди шкідливих речовин, приведені до викидів CO зі збільшенням відстані між зупинками є нижчими на 3,65% за аналогічні викиди при роботі на традиційному дизельному паливі при швидкості усталеного руху $V = 40$ км/год та на 7% нижчі при швидкості $V = 50$ км/год.

Загалом, покращення питомих паливно-економічних та екологічних показників автобуса при його роботі як на дизельному паливі, так і на дизельному біопаливі відбувається зі збільшенням відстані між зупинками. Тому для автобуса, що працює на маршруті в режимі «експрес», доцільно встановлювати відстань між зупинками, що близька до 1200 м.

5.5 Висновки до п'ятого розділу

1. Проведено розрахункові дослідження залежності паливної економічності та екологічних показників автобуса з дизелем від часу зупинок, пов'язаних з посадкою-висадкою пасажирів, які засвідчили зменшення сумарних масових викидів шкідливих речовин, приведених до викидів оксиду вуглецю CO , при використанні дизельного біопалива.

2. Обґрунтовано та розроблено міський їздовий цикл для автобусів, що рухаються на маршрутах в умовах, наближених до реальних, який враховує: тривалість зупинки автобуса впродовж часу, необхідного для посадки-висадки пасажирів та роботу його двигуна, при цьому, в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу; швидкість усталеного руху та відстань між зупинками громадського транспорту.

3. Розроблено методику визначення раціональних експлуатаційних параметрів руху автобуса на основі запропонованого їздового циклу при використанні дизельного біопалива.

4. Проведено розрахункові дослідження міського автобуса, що здійснює рух за режимами розробленого їздового циклу, за результатами яких встановлено зростання питомої витрати палива автобуса на 10...12% при роботі на дизельному біопаливі. Питома витрата палива в тепловому еквіваленті майже не змінюється.

5. Встановлено, що раціональна швидкість руху автобуса в звичайному режимі перевезення пасажирів складає 25...30 км/год, а в режимі «експрес» – 40...50 км/год, при цьому відбувається зниження питомої сумарної токсичності відпрацьованих газів на 2,97 і 7% відповідно, в порівнянні з роботою автобуса на традиційному дизельному паливі. Раціональні відстані між зупинками громадського транспорту під час руху автобуса в режимах звичайного маршруту та в режимі «експрес» складають 600 і 1200 м відповідно, при цьому спостерігається поліпшення всіх питомих паливно-економічних та екологічних показників автобуса.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі поставлена та вирішена науково-практична задача використання дизельного біопалива міськими автобусами, що дозволить розширити їх паливну базу, зменшити споживання традиційних нафтових палив та поліпшити екологічні показники автобусів. Вирішення поставленої задачі дозволило одержати наступні наукові та практичні результати:

1. В умовах енергетичної залежності України питання повної або часткової заміни традиційних палив нафтового походження є актуальними. Однак, незважаючи на значну кількість наукових праць, відсутні дослідження щодо використання дизельного біопалива міськими автобусами з точки зору паливно-економічних та екологічних показників в умовах експлуатації. Оскільки дизелі міських автобусів є одними з основних споживачів моторних палив та джерелом забруднення довкілля, постає необхідність проведення подальших теоретичних та експериментальних досліджень в цьому напрямку.

2. За результатами проведених стендових експериментальних досліджень дизеля 4С11,0/12,5 (Д-241) підтверджено можливість використання дизельного біопалива в автотракторних дизелях без внесення змін в їх конструкцію та встановлено:

- годинна та питома витрати дизельного біопалива зростають, в середньому, на 11...16% в порівнянні з традиційним дизельним паливом в широких межах швидкісних і навантажувальних режимів;

- концентрації оксидів вуглецю CO та вуглеводнів C_mH_n змінюються в залежності від навантаження дизеля, причому зі збільшенням навантаження концентрації CO та C_mH_n є нижчими, на 3% та 23% відповідно, в порівнянні з традиційним дизельним паливом;

- концентрації оксидів азоту NO_x на деяких швидкісних і навантажувальних режимах дещо підвищуються (на 7...9%), в порівнянні з роботою двигуна на дизельному паливі;

– зниження димності відпрацьованих газів спостерігається на всіх швидкісних та навантажувальних режимах роботи двигуна на 35...42%, в порівнянні з роботою на традиційному дизельному паливі.

3. Уточнено математичну модель руху автобуса за режимами міського їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90 з врахуванням особливостей цього циклу та описанням поліноміальними залежностями експериментально визначених енергетичних показників, витрати палива, повітря та концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля при роботі на традиційному дизельному паливі та дизельному біопаливі.

4. Результати розрахунків на уточненій математичній моделі руху автобуса за режимами міського їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90, адекватність якої підтверджена дорожніми випробуваннями автобуса ПАЗ-32054, засвідчили:

– підвищення масової витрати дизельного біопалива міським автобусом на 11,45%, в порівнянні з дизельним паливом, при практично незмінній витраті палива в тепловому еквіваленті;

– сумарні масові викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами, приведені до викидів оксиду вуглецю CO , при роботі автобуса на дизельному біопаливі знизилися на 2,63%.

5. Запропоновано міський їздовий цикл автобуса, який дає можливість врахувати тривалість роботи дизеля в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу на зупинках громадського транспорту під час висадки та посадки пасажирів, швидкість усталеного руху та відстань між зупинками.

6. Розроблено методику визначення раціональних експлуатаційних параметрів руху автобуса на основі запропонованого їздового циклу при використанні дизельного біопалива.

7. Проведено розрахункові дослідження міського автобуса, що здійснює рух за режимами розробленого їздового циклу, за результатами яких встановлено зростання питомої витрати палива автобуса на 10...12% при роботі

на дизельному біопаливі. Питома витрата палива в тепловому еквіваленті майже не змінюється.

8. Встановлено, що раціональна швидкість руху автобуса в звичайному режимі перевезення пасажирів складає 25...30 км/год, а в режимі «експрес» – 40...50 км/год, при цьому відбувається зниження питомої сумарної токсичності відпрацьованих газів на 2,97 і 7% відповідно, в порівнянні з роботою автобуса на традиційному дизельному паливі. Раціональні відстані між зупинками громадського транспорту під час руху автобуса в режимах звичайного маршруту та в режимі «експрес» складають 600 і 1200 м відповідно, при цьому спостерігається поліпшення всіх питомих паливно-економічних та екологічних показників автобуса.

9. Результати теоретичних та експериментальних досліджень прийняті до впровадження Інститутом відновлюваної енергетики НАН України (м. Київ), Службою організації руху КП «Київпастранс» (м. Київ) та використовуються в навчальному процесі Національного транспортного університету при підготовці фахівців за напрямками підготовки «Машинобудування» та «Автомобільний транспорт».

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кутенев В.Ф. Экологически чистые альтернативные топлива. Перспективы применения / В.Ф. Кутенев, В.Ф. Каменев, И.М. Никитин // Автомобильная промышленность. – 1997. - № 11. – С.24-25.
2. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов. – Х: Новое слово, 2007. – 452 с. – ISBN 978-966-2046-05-2.
3. Ковбасенко С.В. Шляхи покращення показників двигунів дорожньо-транспортних засобів / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // 63 науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. // Тези доповідей. - К.: НТУ, 2007. – С. 17-18.
4. Crude Oil Proved Reserves 2014 [Электронный ресурс] // U.S. Energy Information Administration (EIA): [сайт]. [2015]. URL: <http://www.eia.gov/beta/international/rankings/#?product=57-6&cy=2014>.
5. Statistical Review of World Energy 2015 [Электронный ресурс] // BP Global: [сайт]. [2015]. URL: <http://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>.
6. Черных А.С. Запасы нефти в мире: на сколько лет хватит, количество запасов в мире. Запасы нефти по странам [Электронный ресурс] // Syl.ru: [сайт]. [2014]. URL: http://www.syl.ru/article/158015/new_zapasyi-nefti-v-mire-na-skolko-let-hvatit-kolichestvo-zapasov-v-mire-zapasyi-nefti-v-mire-po-stranam.
7. Канило П.М. Автомобиль и окружающая среда / П.М. Канило, И.С. Бей, А.И. Ровенский. – Х.: Прапор, 2000. – 304 с.
8. Звонов В.А. Образование загрязнений в процессе сгорания / В.А. Звонов. – Луганск: Издательство Восточнoукраинского государственного университета, 1998. – 126 с.
9. Ковбасенко С.В. Перспективи виробництва і використання біодизельного палива в Україні / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // Вісник

Національного транспортного університету. – К: НТУ, 2007. – Випуск 15. – частина 2. – С.28 – 31.

10. Ковбасенко С.В. Перспективи заміни традиційних палив для двигунів дорожніх транспортних засобів / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко, І.А. Коломієць // 65 науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2009. – С.18.

11. Лютко В. Застосування альтернативних палив у дизельних двигунах / В. Лютко. – Івано-Франківськ, 2000. – 238 с.

12. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.

13. Шкаликова В.Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях / В.Н. Шкаликова, Н.Н. Патрахальцев. – М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1993. – 64 с.

14. Терентьев Г.А. Производство альтернативных моторных топлив и их применение на автомобильном транспорте / Г.А. Терентьев, В.М. Тюков, Ф.В. Смаль. – М.: ЦНИИТЭнефтехим. – 1985. – 88 с.

15. Лютко В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Лютко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян. - М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.

16. Болдырев И.В., О возможности радикального совершенствования экологического состояния воздушного бассейна больших городов на базе перехода к новому альтернативному топливу – диметиловому эфиру / И.В. Болдырев, Т.Н. Смирнова // Двигателестроение. – 1997.

17. Грачев А. Ю. Разработка системы питания дизеля для автомобиля, использующего в качестве основного топлива диметиловый эфир: дис. ... кандидат техн. наук: 05.04.02 / Грачев Александр Юревич. – М., 2008, – 165 с.

18. Марков В. А. Работа дизеля на нетрадиционных топливах [Учебное пособие] / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов и др. – М.: Изд-во “Легион-Автодата”, 2008. – 464 с.

19. Горохов Д. Г. Перспективы производства и потребления биодизельного топлива из жиров животного происхождения / Д. Г. Горохов, М. И. Бабурина, А. Н. Иванкин // Мясная индустрия. – 2009. – № 7. – С. 62–63.

20. Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України / Г. М. Забарний, С. О. Кудря, Г. Г. Кондратюк, Г. О. Четверик. – К.: Інститут відновлюваної енергетики НАН України. Відділ відновлюваних органічних енергоносіїв, 2006. – 226 с.

21. Марков В. А. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях [Монография] / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов и др. – М.: ООО НИЦ “Инженер” (Союз НИО), ООО “Онико-М”, 2011. – 536 с.

22. Семенов В. Г. Производство биодизельного топлива из липидов микроводорослей / В. Г. Семенов, П. Я. Чернов // Масла и жиры. – 2008. – № 11 (39). – С. 16 – 17.

23. Ковбасенко С.В. Перспективи заміни традиційних палив в Україні / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojednych, zarządzanie i marketing w motoryzacji. Sakon’08. Rzeszów: Zakład pojazdów samochodowych i silników spalinowych. 2008. pp. 187-192.

24. Meyer M. Der Traum von Rudolf Diesel wirt wahr / M. Meyer // Schweizer Landtechnik. - 1997, Jg. 59. - №2. - P. 16-19.

25. Srivastava A. Triglycerides-based diesel fuels / A. Srivastava, R. Prasad // Renewable and sustainable energy reviews. – 2000. – Vol 4, № 2. – P. 111 – 133.

26. Balat M. A critical review of bio-diesel as a vehicular fuel / M. Balat, H. Balat // Energy Conversion and Management. – 2008. – Vol 49. – P. 2727-2741. – ISBN : 0196-8904.

27. Біопалива: технології, машини і обладнання / В.О. Дубровін, М.О. Корчемний, І.П. Масло [та ін.]. – К.: ЦТІ «Енергетика і електрифікація», 2004. – 256с.
28. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії / О. Адаменко, В. Височанський, В. Лютко, М. Михайлів та ін. – Івано-Франківськ: Полум'я, 2000. – 254с.
29. Carus M. Hemp oil as fuel: Motivation, summary and outlook / M. Carus, T. Breuer, F. Gerlach. – Germany: Nova-institut, 2007. – 15 p.
30. Shahidi F. Bailey's industrial oil and fat products, 6 volume set / F. Shahidi. – Wiley-Interscience, 2005. – 3616 p.
31. Уханов А. П. Рапсовое биотопливо / А. П. Уханов, В. А. Рачкин, Д. А. Уханов. – Пенза: РИО ПГСХА, 2008. – 229 с.
32. Редзюк А.М. Проблеми та перспективи використання рослинної олії як моторного палива / Редзюк А.М., Рубцов В.О., Гутаревич Ю.Ф. // Автошляховик. - 1999. - №1. - С 4-6.
33. Грабар І.Г. Біопалива на основі олій для дизельних двигунів [монографія] / І. Г. Грабар, Р. В. Колодницька, В. Г. Семенов. – Житомир : ЖДТУ, 2011. – 152 с.
34. Ефанов А. А. Улучшение экологических характеристик дизеля регулированием состава смесового биотоплива: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.04.02 / А. А. Ефанов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 18 с.
35. Шашев А. В. Совершенствование рабочего процесса дизеля с объемно-пленочным смесеобразованием при использовании в качестве топлива рапсового масла: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.04.02 / А. В. Шашев. – Барнаул: АлтГТУ, 2008. – 15 с.
36. Коршунов Д. А. Улучшение эксплуатационных показателей транспортного дизеля путем использования биотоплива на основе рапсового масла: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.04.02 / Д. А. Коршунов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, – 17 с.

37. Марков В. А. Работа дизелей на смесях дизельного топлива и рапсового масла / В. А. Марков, А. В. Стремяков, С. Н. Девянин // Транспорт на альтернативном топливе. – 2009. – №5 (11). – С. 22 – 28.

38. Шустер А. Ю. Совершенствование показателей транспортного дизеля путем использования двухкомпонентных и многокомпонентных смесевых биотоплив на основе растительных масел: дис. ... кандидат техн. наук: 05.04.02 / Шустер Алексей Юрьевич. – М., 2010. – 171 с.

39. Tickell J. From the fryer to the fuel tank: the complete guide to using vegetable oil as an alternative fuel / J Tickell // Ashland.: Book masters, 2000. – 162 p.

40. Семенов В.Г. Оптимизация состава бинарного альтернативного дизельного топлива / В.Г. Семенов // Химия и технология топлив и масел. – 2003. – № 4. – С. 29-32.

41. Фомин В.М. Использование рапсового масла в качестве моторного топлива для дизелей / В.М. Фомин, И.В. Ермолович, А. Хахиль и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997, №5. – С. 11-12.

42. Preparation and characterization of biodiesels from various biooils / [X. Lang, A. K. Dalai, N. N. Bakhshi et al.] // Bioresource technology. – 2001. – №80. – P. 53–62.

43. Ковбасенко С.В. Поліпшення показників двигунів внутрішнього згоряння шляхом використання альтернативних видів палив / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // 64 науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. К.: НТУ. 2008. С. 16-17.

44. Ma F. Biodiesel production: a review / F. Ma, M. A. Hanna // Bioresource technology. – 1999. – № 70. – P. 1 – 15.

45. Биоэнергетика: мировой опыт и прогноз развития / Л.С. Орсик, Н.Т. Сорокин, В.Ф. Федоренко [и др.]; под ред. В.Ф. Федоренко. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2008. – 404 с.

46. Федоренко В.Ф. Состояние и развитие производства биотоплива: Науч. аналит. обзор / В.Ф. Федоренко, Ю.Л. Колчинский, Е.П. Шилова. – М.: ФГНУ «Росинфорагротех», 2007. – 130 с.
47. Kotrba R. Global biodiesel production and market report / R. Kotrba // The biodiesel magazine. – 2010. – № 130. – P. 24 – 28.
48. Bozbas K. Biodiesel as an alternative motor fuel: Production and policies in the European Union / K. Bozbas // Renewable and sustainable energy reviews. – 2008. – Vol. 12. – № 2. – P. 542 – 552.
49. Кушнір І.В. Перспективи розвитку виробництва біодизелю в Україні / І.В. Кушнір // Збірник наукових праць ВНАУ. - 2011, №1 (48). - С.41-45.
50. Ильченко А. В. Перспективы застосування біодизельного палива в автомобільних двигунах / А. В. Ильченко // Вісник НТУ. – 2013. – № 27. – С. 370 – 373.
51. Крал Й. Эмиссии и их воздействие на окружающую среду при использовании рапсового масла в дизельных моторах / Й. Крал, А. Муньяк, Г. Франке // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: Вища школа, 1999. - № 58. - С. 151-159.
52. Российским инвесторам предложили вложиться в производство биодизельного топлива в Аргентине [Электронный ресурс] // ИАП Нефть России: [сайт]. [2011]. URL: <http://www.oilru.com/news/291181>.
53. Knothe G. The biodiesel handbook / G. Knothe, J. Van Gerpen, J. Krah. – Champaign, Illinois, 2005. – 286 p.
54. Василов Р. Г. Перспективы развития производства биотоплива в России. Сообщение 1: биодизель / Р. Г. Василов // Вестник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю.А. Овчинникова. – 2007. – Т. 3. – № 1. – С. 47–54.
55. Родькин О. И. Производство возобновляемого биотоплива в аграрных ландшафтах: экологические и технологические аспекты: монография / О. И. Родькин. – Минск: МГЭУ им. А. Д. Сахарова, 2011. – 212 с.

56. Поліщук В.М. Застосування біопалив для дизельних двигунів / В.М. Поліщук., С.В.Драгнєв, І.І. Убоженко, М.Ю. та ін. // Науковий вісник національного аграрного університету. - К.: НАУ, 2008. - №125. - С.315-318.

57. Ковбасенко С.В. Перспективы применения биодизельного топлива в автотракторных двигателях / С.В. Ковбасенко, В.В. Симоненко // Наука – образованию, производству, экономике. Материалы 8-й Международной научно-технической конференции. В 4 томах. Том 2. – Минск: БНТУ. – 2010. – С. 58 – 59.

58. Головчук А. Ф. Біодизельне пальне ріпакового походження / А. Ф. Головчук, А. В. Зайцев, О. С. Пушка // Збірник наукових праць Уманського державного аграрного університету. – 2004. – Вип. 58. – С. 122 – 128.

59. Агробізнес України // BusinessViews. Casual business insights. 2015. URL: <http://businessviews.com.ua/ru/agroreport2014/>.

60. Долінський А.А. Продукування енергоносіїв з відновлюваної рослинної сировини: [Альтернативна енергетика. Біопаливо] / А.А. Долінський, Л.М. Грабов, В.І. Мерщій та ін. // Енергетика та електрифікація. Науковий журнал. - 2007, №9. - С. 44-50.

61. Друкований М.Ф. Розвиток комплексу біотехнологій - головний шлях підвищення ефективності аграрного сектора України / М.Ф. Друкований, В.П. Янович, І.В. Мазур та ін. // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія. Технічні науки. - 2012, №11, т. 1(65), С. 324 - 329.

62. Зеркалов Д. В. Енергозбереження в Україні [Електронний ресурс]: Монографія / Д.В. Зеркалов. – Електрон. дані. – К.: Основа, 2012. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM) ISBN 978-966-699-655-1.

63. Курбатова Т.А. Экономические перспективы и проблемы развития сектора жидкого биотоплива в Украине [Текст] / Т.А. Курбатова, И.Н. Сотник // Научный вестник Московского Государственного Горного Университета. - 2013. - №11 (44). - С. 126-133.

64. «Биодизель Бессарабии» запустил завод [Электронный ресурс] / Экономика – 07 февраля 2007. – Режим доступа: <http://www.economica.com.ua/agro/news/99538.html>.

65. Оборудование для производства биодизеля [Электронный ресурс] // Общество с ограниченной ответственностью "Элерон": [сайт]. URL: <http://www.biodiesel.co.ua/oborudovanie.htm>.

66. Ліньков О. Ю. Вибір та обґрунтування параметрів сумішоутворення та згоряння в швидкохідному дизелі, який працює на альтернативному паливі: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.05.03 / О. Ю. Ліньков. – Харків: НТУ ХПІ, 2004. – 19 с.

67. Осетров О. О. Поліпшення техніко-економічних показників дизеля 4ЧН 12/14, що працює на біопаливах: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.05.03 / О. О. Осетров. – Харків: НТУ ХПІ, 2005. – 21 с.

68. Марков В.А. Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла / В.А. Марков, А.А. Зенин, С. Н. Девянин // Турбины и дизели. - 2009. - №3. - С. 14-19.

69. Васильев И. П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля: монография / И. П. Васильев. – Луганск: изд-во ВЛУ им. В. Даля, 2009. – 240 с.

70. Войтов В. А. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів при застосуванні біодизеля / В. А. Войтов, М. С. Данченко, М. В. Карнаух // Техніка і технологія АПК. – 2009. – №1. – С. 13 – 18.

71. Товажнянский Л.Л. Звіт з науково-технічної роботи “Дослідження процесів згоряння, тепловиділення та утворення шкідливих речовин при використанні біопалив рослинного походження у дизелях” / Л. Л. Товажнянский, В. В. Єпіфанов, А. П. Марченко. – Х: НТУ "ХПІ", 2006. - 39 с.

72. Павловський М. В. Поліпшення паливної економічності та екологічних показників дизеля при використанні біодизельних палив: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.22.2 / М.В. Павловський. – К., 2012. – 20 с.

73. Левківський О. О. Поліпшення паливної економчності і екологічних показників вантажних автомобілів при використанні біодизельного палива: автореф. дис.. кандидат техн. наук: 05.22.20 / О. О. Левківський. – К.: НТУ, 2013. – 20 с.

74. Шльончак І.А. Покращення економічних та екологічних показників транспортних засобів з дизелем шляхом використання сумішевих палив : автореф. дис. кандидат техн. наук : 05.22.20 / І.А. Шльончак. - К.: НТУ, 2013. - 20 с.

75. Галушак Д.О. Поліпшення економічних та екологічних показників автомобілів використанням біодизельного палива : автореф. дис. кандидат техн. наук : 05.22.02 / Д.О. Галушак. - Львів, 2015. - 20 с.

76. Гутаревич Ю. Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: дис. ...доктора техн. наук: 05.22.10, 05.04.02 / Гутаревич Юрий Федосеевич. – К., 1985. – 538 с.

77. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний: ГОСТ 20306 – 90. – [введен с 01.01.1992]. – М.: Изд – во стандартов, – 1991. – 34 с.

78. Сімоненко В.В. Моделювання руху автобуса з дизелем при роботі на біодизельному паливі в умовах міського їздового циклу / В.В. Сімоненко // 69 науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2013. – С. 16-17.

79. Ковбасенко С.В. Математическая модель движения автобуса, работающего на биодизельном топливе / С.В. Ковбасенко, В.В. Симоненко // Наука – образованию, производству, экономике. // Материалы 11-й международной научно-технической конференции. В 4 томах. Том 2, - Минск: БНТУ, 2013. – С. 60-61.

80. Ковбасенко С.В. Експериментальні дослідження двигуна, який працює на традиційному та біодизельному паливах / С.В. Ковбасенко, В.В.

Сімоненко // Вісник національного транспортного університету. – К: НТУ, 2010. – Випуск 20. – с.47 – 50.

81. Ковбасенко С.В. Моторні дослідження показників дизеля при роботі на дизельному біопаливі / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // Вісник національного транспортного університету. – К: НТУ, 2015. – Випуск 1 (31). – с.255 – 262.

82. Добровольський О. С. Покращення паливної економічності і екологічних показників вантажних автомобілів з дизелем: дис. ... канд. техн. наук.: 05.22.20 / Добровольський Олександр Сергійович. – К., 2009. – 228 с.

83. Гутаревич Ю. Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях / Ю. Ф. Гутаревич. – К.: Высшая школа, 1991. – 179 с.

84. Бортницкий П.И. Тягово – скоростные качества автомобилей / Бортницкий П.И., Задорожный В.И. – К.: Вища школа, – 1978. – 176с.

85. Гутаревич Ю. Математична модель руху автобуса з дизелем в режимах міського їздового циклу при роботі на традиційному та біодизельних паливах / Ю. Гутаревич, С. Ковбасенко, В. Сімоненко // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 4 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza. – Rzeszów : 2013. – с. 231–238. – ISBN 978-83-7199-878-3.

86. Ковбасенко С.В. Результати розрахунків на математичній моделі руху автобуса при роботі на традиційному нафтовому паливі та дизельному біопаливі / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко, С.Ю. Гутаревич // Автошляховик України. – 2015. – № 1-2. – С 3-5.

87. Гутаревич Ю. Ф. Защита окружающей среды от вредных выбросов автомобильного транспорта: учеб. пособие / Ю. Ф. Гутаревич, А. Г. Говорун, А. И. Ковалев. – К.: УМК ВО при Минвузе УССР, 1989. – 128 с.

88. Дизели Д-240, 245 и их модификации: Техн. описание и инструкция по эксплуатации / Мин. мотор. з-д. – 4-е изд. перераб. и доп. – Минск: Ураджай, 1986. – 88с.

89. Дизели Д-243, Д-245 и их модификации. Руководство по эксплуатации 243-0000100РЭ. – Минск: ОАО “Минский моторный завод”, 2009. – 80 с.

90. Ковбасенко С.В. Розширення паливної бази автотракторних дизелів / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // 66 науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. // Тези доповідей. - К.: НТУ, 2010. – С. 22.

91. Руководство по эксплуатации на стенд обкаточно-тормозной “КИ-2139А” (переходная модель) / Всесоюзное объединение “Союзсельхозтехника” ГОСНИТИ. – М.: 1966. – 25 с.

92. Весы электронные настольные универсальные ВМ 2/3, ВМ 2/6, ВНУ 2/15-1. Инструкция по ремонту и настройке (модельный ряд 2001). – М.: Предприятие МЕРА, 2001. – 36 с.

93. Газоанализатор 344ХЛ14. Руководство по эксплуатации. – К.: ЗАО Украналит, 2005. – 24 с.

94. Газоанализаторы ИНФРАКАР. Паспорт. ВЕКМ.413311.002 ПС. – М.: Инфракар, 2009. – 14 с.

95. Паливо дизельне. Технічні умови. ДСТУ 3868-99 – [Чинний до 2014-07-01]. – К.: ДП Укр НД І НП “МАСМА”, 1993. – 12 с. – (Національні стандарти України).

96. Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги. ДСТУ 6081:2009 – [Чинний від 2010-03-01]. – К.: ДП Укр НД І НП “МАСМА”, 2009. – 14 с. – (Національні стандарти України).

97. Семенов В. Н. ТНВД серии УТН / В. Н. Семенов. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 80 с.: ил.

98. Ковбасенко С.В. Стендовые исследования работы двигателя на традиционном и биодизельном топливах / С.В. Ковбасенко, В.В. Симоненко //

Наука – образованию, производству, экономике. Материалы 9-й Международной научно-технической конференции. В 4 томах. Том 2, - Минск: БНТУ, 2011. – С.68-69.

99. Ковбасенко С.В. Результати експериментальних досліджень двигуна, який працює на традиційному та біодизельному паливах / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // 68 науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2012. – С. 16-17.

100. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509 – 88. – [введен с 01.01.1990]. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 77 с.

101. Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы измерения выбросов вредных веществ с отработавшими газами тракторных и комбайновых дизелей: ГОСТ 17.2.2.05 – 86. – [Введ. от 01.01.1990г]. – М.: Изд-во стандартов, – 1988. – 67с.

102. Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы измерения дымности отработавших газов тракторных и комбайновых дизелей: ГОСТ 17.2.2.02 – 86. – [Введ. от 01.01.1990г]. – М.: Изд – во стандартов, – 1988. – 56с.

103. Ковбасенко С. Методика проведення дорожніх випробувань автобуса з дизелем при роботі на традиційному та біодизельному паливах / С. Ковбасенко, В. Сімоненко, О. Левківський // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / // pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monographia nr 5 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza. – Rzeszów : 2014. – С. 263–268. – ISBN 978-83-7199-950-X.

104. Ковбасенко С.В. Дорожні випробування автобуса, що працює на традиційному нафтовому паливі та дизельному біопаливі / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // Відновлювальна енергетика. – К: ІВЕ НАН України, 2015. – № 1 (40) С. 80-86.

105. Ковбасенко С.В. Дорожные испытания автобуса, работающего на традиционном и биодизельном топливах / С.В. Ковбасенко, В.В. Симоненко // Наука – образованию, производству, экономике. Материалы 13-й

Международной научно-технической конференции. // В 4 томах. Том 3, - Минск: БНТУ, 2015. – С.63-64.

106. Ковбасенко С.В. Порівняння економічних та екологічних показників автобуса з дизелем при роботі на традиційному та біодизельних паливах / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // 70 науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2014. – С.17.

107. Рафалес–Ламарка Э. Э. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Рафалес–Ламарка Э. Э., Николаев В. Г. – К.: Наукова думка, 1971. – 119 с.

108. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Граковский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.

109. Зедгинадзе И. Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем / Зедгинадзе И. Г. – М.: Наука, 1976. – 390 с.

110. Ковбасенко С.В. Перевірка адекватності математичної моделі руху автобуса при роботі на традиційному паливі та біодизелі / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // 71 науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, // студентів та структурних підрозділів університету. Тези доповідей. - К.: НТУ, 2015. – С.15-16.

111. Ковбасенко С. Порівняння показників дизеля міського автобуса при роботі на різних видах палива / С. Ковбасенко, В. Сімоненко // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / // pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy Monografia nr 6 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza. – Rzeszów : 2015. – С. 171–176.

112. Про затвердження Правил розміщення та обладнання зупинок міського електро- та автомобільного транспорту : Наказ – [чинний від 1995-05-15] – К.: Державний комітет України по житлово-комунальному господарству. 1995 – №21, 9 с. –. (Нормативний документ Держжитлокомунгосп України. Правила, Накази).

ДОДАТОК А

Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір

УКРАЇНА



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ

СВІДОЦТВО
про реєстрацію авторського права на твір

№ 62285

Літературний письмовий твір наукового характеру "Математична модель руху автобуса, що працює на дизельному біопаливі"

(вид, назва службового твору)

Автор(и) **Ковбасенко Сергій Володимирович, Сімоненко Віталій Васильович**

(повне ім'я, псевдонім (за наявності))

Авторські майнові права належать **Національний транспортний університет, вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010**

(повне ім'я фізичної та/або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

28.10.2015

Дата реєстрації



Голова Державної служби
інтелектуальної
власності України
А.І.Жарінова



УКРАЇНА



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ

СВІДОЦТВО
про реєстрацію авторського права на твір

№ 62294

Літературний письмовий твір наукового характеру "Розрахунки на математичній моделі руху автобуса при роботі на традиційному нафтовому паливі та дизельному біопаливі"

(вид, назва службового твору)

Автор(и) **Ковбасенко Сергій Володимирович, Сімоненко Віталій Васильович**
(повне ім'я, псевдонім (за наявності))

Авторські майнові права належать **Національний транспортний університет, вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010**
(повне ім'я фізичної та/або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

28.10.2015

Дата реєстрації



Голова Державної служби інтелектуальної власності України
А.І. Жарінова - А.І. Жарінова

ДОДАТОК Б

Фрагмент математичної модель руху автобуса

Вихідні дані:

Двигун: дизель 4Ч11,0/12,5.

Паливо: метилові ефіри ріпакової олії (ДСТУ 6081:2009).

Їздовий цикл: міський їздовий цикл для автобусів (ГОСТ 20306-90), протяжністю 1920 м.

Водій

Час переключення передач, с	$t_{pp} := 0.9$
Швидкість переміщення важеля, %/с	$v_v := 69$
Положення важеля при мінімальній частоті холостого ходу, %	$\phi_{vxx} := 2$
Максимальне положення важеля, %	$\phi_{vmax} := 100$
Частота переключення передач, хв^{-1}	$n_{pp} := 1600$
Частота обертання для розгону за XX, хв^{-1}	$n_{xx} := 1600$

Автобус**Кузов:**

Маса автобуса, кг	$m_0 := 4680$
Кількість пасажирів, чол	$N_{pas} := 0$
Маса пасажирів, кг	$m_g := N_{pas} \cdot 75$
Фактор опору повітря	$k_F := 0.25$

Двигун:

Номінальна частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n_{\text{nom}} := 2100$
Частота обертання при максимумі крутного моменту, хв^{-1}	$n_{\text{mmax}} := 1600$
Мінімальна частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n_{\text{xxmin}} := 600$
Максимальний крутний момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{kmax}} := 270$
Момент інерції двигуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	$I_d := 1.2$

ПНВТ:

Положення рейки паливоподачі на номіналі, мм	$h_{\text{nnom}} := 6$
Положення рейки паливоподачі на максимумі крутного моменту, мм	$h_{\text{nmmax}} := 7.03$
Положення муфти на номіналі, мм	$z_{\text{nom}} := 2.025$
Положення муфти на максимумі крутного моменту, мм	$z_{\text{mmax}} := 1.885$
Положення муфти при мінімальній частоті холостого ходу, мм	$z_{\text{xxmin}} := 3.095$
Положення муфти при якому припиняється подача палива, мм	$z_{\text{off}} := 3.6$
Передаючі відношення регулятора	$i_p := -3.33$
Коефіцієнт вязкого тертя, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{мм}$	$\nu := 2$
Швидкість наростання моменту тертя, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{с}$	$\nu_z := 740$

Паливо:

Густина палива, $\text{г}/\text{см}^3$	$\rho_{\text{pal}} := 0.8745$
Вміст вуглецю в паливі	$g_C := 0.775$
Вміст водню в паливі	$g_H := 0.12$
Вміст кисню в паливі	$g_O := 0.105$
Нижня теплота згорання, $\text{МДж}/\text{кг}$	$Q_H := 37.8$

Трансмісія:

ККД трансмісії	$\eta_t := 0.9$
Передаюче головної передачі:	$U_r := 5.29$
Передаючі відношення КПП:	

Нейтральної

1 передачі

2 передачі

3 передачі

4 передачі

5 передачі

$$U := \begin{pmatrix} 0 \\ 5.63 \\ 2.64 \\ 1.48 \\ 1 \\ 0.81 \end{pmatrix}$$

Коефіцієнт запасу зчеплення	$\beta := 1.8$
Максимальний момент тертя зчеплення	$M_{z\text{max}} := \beta \cdot M_{\text{kmax}}$

Ходова частина:

Момент інерції коліс авто, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	$I_k := 55.18$
Радіус кочення колеса, м	$r_k := 0.46$
Динамічний радіус колеса, м	$r_d := 0.46$

Дорога

Коефіцієнт опору коченню

$$f_0 := 0.02$$

Кут повздовжнього профілю дороги, град

$$\alpha := 0$$

Сталий коефіцієнт

$$A := 6.5 \cdot 10^{-5}$$

Інші величини

Прискорення вільного падіння, Н

$$g := 9.81$$

$$\rho_0 := 1.21$$

Густина оксиду вуглецю

$$\rho_{CO} := 1.09$$

Густина вуглеводнів

$$\rho_{CH} := 0.625$$

Густина оксидів азоту

$$\rho_{NOx} := 1.79$$

Коефіцієнти вагомості окремих складових циклу:

$$znach1 := 2.9$$

$$znach2 := 6.2$$

$$znach3 := 14.3$$

$$znach4 := 21.4$$

$$znach5 := 21.3$$

$$znach6 := 33.9$$

КОЕФІЦІЄНТИ ПОЛІНОМІАЛЬНИХ МОДЕЛЕЙ:**Коефіцієнти поліноміальних моделей двигуна в режимі х.х.** $G_{\text{пал}}$

$$A_{xx} := \dots \backslash \text{Fuelxx} \text{ERO2.xls}$$

		0
$A_{xx} =$	0	0.394
	1	$2.271 \cdot 10^{-4}$
	2	$5.984 \cdot 10^{-7}$

CH

 $G_{\text{пов}}$

$$B_{xx} := \dots \backslash \text{Airxx} \text{ERO2.xls}$$

		0
$B_{xx} =$	0	-38.118
	1	0.215
	2	$-1.804 \cdot 10^{-5}$

NOx

CO

$$C_{xx} := \dots \backslash \text{COxx} \text{ERO2.xls}$$

		0
$C_{xx} =$	0	0.607
	1	$-6.6 \cdot 10^{-4}$
	2	$1.96 \cdot 10^{-7}$

K

$$D_{xx} := \dots \backslash \text{CHxx} \text{ERO2.xls}$$

		0
$D_{xx} =$	0	90.947
	1	-0.121
	2	$4.481 \cdot 10^{-5}$

$$E_{xx} := \dots \backslash \text{NOxx} \text{ERO2.xls}$$

		0
$E_{xx} =$	0	399.178
	1	-0.291
	2	$6.58 \cdot 10^{-5}$

$$F_{xx} := \dots \backslash \text{Kxx} \text{ERO2.xls}$$

		0
$F_{xx} =$	0	0.269
	1	$-4.296 \cdot 10^{-4}$
	2	$1.792 \cdot 10^{-7}$

Коефіцієнти поліноміальних моделей двигуна в навантажувальному режимі $G_{\text{пал}}$ $G_{\text{пов}}$

CO

$A_n :=$

... \Fuel\ero2.xls

	0
0	$1.926 \cdot 10^{-5}$
1	$6.228 \cdot 10^{-5}$
2	$-9.901 \cdot 10^{-3}$
3	0.778
4	$-1.376 \cdot 10^{-4}$
5	$6.928 \cdot 10^{-7}$

CH

 $B_n :=$

... \Air\ero2.xls

	0
0	$-2.754 \cdot 10^{-6}$
1	$-1.556 \cdot 10^{-4}$
2	$-5.267 \cdot 10^{-3}$
3	-37.959
4	0.212
5	$-1.621 \cdot 10^{-5}$

NO_x $C_n :=$

... \CO\ero2.xls

	0
0	$-2.368 \cdot 10^{-8}$
1	$9.343 \cdot 10^{-8}$
2	$1.603 \cdot 10^{-5}$
3	$2.067 \cdot 10^{-3}$
4	$-6.973 \cdot 10^{-6}$
5	$3.557 \cdot 10^{-9}$
6	1.288
7	$-2.485 \cdot 10^{-3}$
8	$1.754 \cdot 10^{-6}$
9	$-4.113 \cdot 10^{-10}$

N

 $D_n :=$

... \CH\ero2.xls

	0
0	$-3.071 \cdot 10^{-7}$
1	$5.585 \cdot 10^{-6}$
2	$-5.174 \cdot 10^{-4}$
3	0.281
4	$-5.537 \cdot 10^{-4}$
5	$1.906 \cdot 10^{-7}$
6	-203.051
7	0.43
8	$-2.637 \cdot 10^{-4}$
9	$5.259 \cdot 10^{-8}$

 $E_n :=$... \NO_x\ero2.xls

	0
0	$2.52 \cdot 10^{-5}$
1	$-1.179 \cdot 10^{-4}$
2	$-7.279 \cdot 10^{-3}$
3	16.826
4	$-8.336 \cdot 10^{-3}$
5	$3.168 \cdot 10^{-7}$
6	$-1.332 \cdot 10^3$
7	3.016
8	$-2.025 \cdot 10^{-3}$
9	$4.347 \cdot 10^{-7}$

 $F_n :=$

... \K\ero2.xls

	0
0	$-5.333 \cdot 10^{-8}$
1	$2.143 \cdot 10^{-7}$
2	$4.22 \cdot 10^{-5}$
3	$7.362 \cdot 10^{-3}$
4	$-1.243 \cdot 10^{-5}$
5	$5.916 \cdot 10^{-9}$
6	-1.004
7	$1.22 \cdot 10^{-3}$
8	$-2.437 \cdot 10^{-7}$
9	$-5.549 \cdot 10^{-11}$

Коефіцієнти поліноміальних моделей двигуна в режимі примусового х.х.

G_{пал}G_{пов}

CO

 $A_{пхх} :=$

... \Fuel\пхх\ERO2.xls

	0
0	22.475
1	-0.039
2	$1.655 \cdot 10^{-5}$

N

 $B_{пхх} :=$

... \Air\пхх\ERO2.xls

	0
0	-24.4
1	0.206
2	$-2.143 \cdot 10^{-5}$

CH

 $C_{пхх} :=$

... \CO\пхх\ERO2.xls

	0
0	3.492
1	$-6.02 \cdot 10^{-3}$
2	$2.571 \cdot 10^{-6}$

NO_x

$D_{пхх} := \dots \backslash \text{Крхх} \text{ERO2.xls}$
 $E_{пхх} := \dots \backslash \text{СНрхх} \text{ERO2.xls}$
 $F_{пхх} := \dots \backslash \text{НОрхх} \text{ERO2.xls}$

$$D_{пхх} =$$

	0
0	0.388
1	$-6.686 \cdot 10^{-4}$
2	$2.857 \cdot 10^{-7}$

$$E_{пхх} =$$

	0
0	388
1	-0.669
2	$2.857 \cdot 10^{-4}$

$$F_{пхх} =$$

	0
0	$3.899 \cdot 10^3$
1	-6.719
2	$2.87 \cdot 10^{-3}$

Коефіцієнти поліноміальних моделей ПНВТ

 q_u
 M_f

$$H := \begin{pmatrix} -3.186 \times 10^{-3} \\ 0.947 \\ 8.475 \\ -21.266 \\ 0.024 \\ -1.025 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$$

$$J := \begin{pmatrix} 5.153 \times 10^{-4} \\ -0.034 \\ 6.602 \\ -60.825 \\ 0.036 \\ -1.266 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$$

ФУНКЦІЇ:

Положення важеля керування подачею палива:

$$\phi v(\phi v0, t) := \begin{cases} \phi v0 + v v \cdot t & \text{if } \phi v0 + v v \cdot t < \phi v_{\max} \\ \phi v_{\max} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Положенням муфти регулятора:

$$z_{ec}(n) := \begin{cases} z_{\max} & \text{if } n < n_{\max} \\ z_{\min} - \frac{(n_{\min} - n) \cdot (z_{\min} - z_{\max})}{n_{\min} - n_{\max}} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$z_r(z, n) := \begin{cases} z_{ec}(n) & \text{if } z < z_{ec}(n) \\ z_{\text{off}} & \text{if } z > z_{\text{off}} \\ z & \text{otherwise} \end{cases}$$

Положення рейки ПНВТ:

$$\ln(z, n) := \text{ip} \cdot (z_r(z, n) - 4)$$

Циклова подача палива:

$$qz(n, z) := \begin{cases} 0 & \text{if } H_3 + H_4 \cdot \frac{n}{2} + H_2 \cdot \ln(z, n) + H_5 \cdot \frac{n^2}{4} + H_1 \cdot \ln(z, n)^2 + H_0 \cdot \frac{n}{2} \cdot \ln(z, n) < 0 \\ H_3 + H_4 \cdot \frac{n}{2} + H_2 \cdot \ln(z, n) + H_5 \cdot \frac{n^2}{4} + H_1 \cdot \ln(z, n)^2 + H_0 \cdot \frac{n}{2} \cdot \ln(z, n) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Індикаторний крутний момент:

$$M_i(n, z) := \begin{cases} 0 & \text{if } J_3 + J_4 \cdot n + J_2 \cdot qz(n, z) + J_5 \cdot n^2 + J_1 \cdot qz(n, z)^2 + J_0 \cdot n \cdot qz(n, z) < 0 \\ J_3 + J_4 \cdot n + J_2 \cdot qz(n, z) + J_5 \cdot n^2 + J_1 \cdot qz(n, z)^2 + J_0 \cdot n \cdot qz(n, z) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Момент механічних втрат:

$$M_{\text{in}}(n) := 44.85962 - 0.008 \cdot n + 1.14149 \cdot 10^{-5} \cdot n^2$$

Ефективний крутний момент:

$$Me(n, z) := \begin{cases} 0 & \text{if } Mi(n, z) < Mm(n) \\ Mi(n, z) - Mm(n) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Відцентрова сила регулятора:

$$P(z, n) := \begin{cases} 0 & \text{if } n < 0 \\ (226.8 + 8.172 \cdot zr(z, n)) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{n^2}{4} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Відновлююча сила пружини регулятора:

$$E(\phi_v, z, n) := -3.835 + 0.175 \cdot \phi_v + 7.556 \cdot zr(z, n) + 0.02 \cdot \phi_v^2 + 0.854 \cdot zr(z, n)^2 + 0.168 \cdot \phi_v \cdot zr(z, n)$$

Число ρ :

$$\rho_i := 3.14159265$$

Швидкість автомобіля:

$$Va(n, j) := \frac{n \cdot \rho_i \cdot rk}{U_j \cdot Ur \cdot 30}$$

Частота обертання двигуна:

$$nd(Va, j) := Va \cdot U_j \cdot Ur \cdot \frac{30}{\rho_i \cdot rk}$$

Момент інерції мас автобуса, що обертаються, приведених до зчеплення:

$$Ias(j) := \frac{(m0 + mg) \cdot rk^2}{(U_j)^2 \cdot Ur^2} + \frac{Ik}{(U_j)^2 \cdot Ur^2}$$

Коефіцієнт опору коченню:

$$f(Va) := f0 \cdot (1 + A \cdot Va^2)$$

Момент опору руху:

$$Mop(j, Va) := \frac{(m0 + mg) \cdot (f(Va) \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)) \cdot rd \cdot g}{U_j \cdot Ur \cdot \eta_t}$$

Момент тертя зчеплення:

$$Mz(t) := \begin{cases} Mz_{max} & \text{if } vz \cdot t > Mz_{max} \\ vz \cdot t & \text{otherwise} \end{cases}$$

Коефіцієнт, який враховує маси автобуса, що обертаються:

$$\delta(j) := 1 + \frac{Ik}{(m0 + mg) \cdot rd^2} + \frac{Id \cdot (U_j)^2 \cdot Ur^2 \cdot \eta_t}{(m0 + mg) \cdot rk^2}$$

Коефіцієнт, який враховує маси автобуса, що обертаються без врахування обертових мас:

$$\delta 1 := 1 + \frac{Ik}{(m0 + mg) \cdot rd^2}$$

Сила опору коченню:

$$Pf(Va) := (m0 + mg) \cdot f(Va) \cdot \cos(\alpha) \cdot g$$

Сила опору підйому:

$$Pi := (m0 + mg) \cdot \sin(\alpha) \cdot g$$

Сила опору повітря:

$$Pw(Va) := kF \cdot Va^2 \cdot g$$

Кількість повітря, теоретично необхідна для згорання 1 кг палива:

$$L_0 := \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right) \quad l_0 := \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot g_C + 8 \cdot g_H - g_O \right)$$

Масові викиди твердих частинок г/м³:

$$C(N) := 0.121 \cdot N$$

Годинна витрата палива кг/год:

$$G_{fue}(n, z) := \frac{3.6 \cdot qz(n, z) \cdot \rho_{pal} \cdot 4 \cdot n}{30000 \cdot 4}$$

Циклова подача палива:

$$qzG(G_{fue}, n) := 30000 \cdot 4 \cdot \frac{G_{fue}}{3.6 \cdot 0.83 \cdot 4 \cdot n}$$

Масові викиди шкідливих речовин:

$$G_{shr}(G_{pal}, G_{pov}, C_{shr}, \rho_{shr}) := C_{shr} \cdot \left(1 - \frac{g_H \cdot l_0 \cdot G_{pal}}{4 G_{pov} \cdot L_0} \right) \cdot \frac{G_{pov} \cdot \rho_{shr}}{\rho_0}$$

Кількість розрахункових точок:

$$m := 10$$

Інтервал інтегрування:

$$i := 0..m$$

Початковий крок інтегрування:

$$\Delta t := 0.05$$

Початковий час інтегрування:

$$t_{Beg01} := 0$$

Кінцевий час інтегрування:

$$t_{End01} := t_{Beg01} + \Delta t + 0.00001$$

$$INT(X, Y) := \sum_{i=1}^m \frac{(Y_i + Y_{i-1}) \cdot (X_i - X_{i-1})}{2} \quad MID(Y) := \frac{1}{m+1} \cdot \sum_{i=0}^m Y_i$$

ПОЛІНОМІАЛЬНІ МОДЕЛІ:

Поліноміальні моделі двигуна в режимі х.х.

$$G_{palxx}(n) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } A_{xx0} + A_{xx1} \cdot n + A_{xx2} \cdot n^2 < 0 \\ A_{xx0} + A_{xx1} \cdot n + A_{xx2} \cdot n^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$G_{povxx}(n) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } B_{xx0} + B_{xx1} \cdot n + B_{xx2} \cdot n^2 < 0 \\ B_{xx0} + B_{xx1} \cdot n + B_{xx2} \cdot n^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$CO_{xx}(n) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } C_{xx_0} + C_{xx_1} \cdot n + C_{xx_2} \cdot n^2 < 0 \\ C_{xx_0} + C_{xx_1} \cdot n + C_{xx_2} \cdot n^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$CH_{xx}(n) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } D_{xx_0} + D_{xx_1} \cdot n + D_{xx_2} \cdot n^2 < 0 \\ D_{xx_0} + D_{xx_1} \cdot n + D_{xx_2} \cdot n^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$NO_{xxx}(n) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } E_{xx_0} + E_{xx_1} \cdot n + E_{xx_2} \cdot n^2 < 0 \\ E_{xx_0} + E_{xx_1} \cdot n + E_{xx_2} \cdot n^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$N_{xx}(n) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } F_{xx_0} + F_{xx_1} \cdot n + F_{xx_2} \cdot n^2 < 0 \\ F_{xx_0} + F_{xx_1} \cdot n + F_{xx_2} \cdot n^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Поліноміальні моделі двигуна в режимі примусового х.х.:

$$G_{pal}(nd) := \begin{cases} A_{nxx_0} + A_{nxx_1} \cdot nd + A_{nxx_2} \cdot nd^2 & \text{if } 600 \leq nd \leq 2200 \\ 0.000001 & \text{if } nd > 2200 \end{cases}$$

$$G_{rov}(nd) := B_{nxx_0} + B_{nxx_1} \cdot nd + B_{nxx_2} \cdot nd^2$$

$$CO(nd) := \begin{cases} C_{nxx_0} + C_{nxx_1} \cdot nd + C_{nxx_2} \cdot nd^2 & \text{if } 600 \leq nd \leq 2200 \\ 0 & \text{if } nd > 2200 \end{cases}$$

$$N(nd) := \begin{cases} D_{nxx_0} + D_{nxx_1} \cdot nd + D_{nxx_2} \cdot nd^2 & \text{if } 600 \leq nd \leq 2200 \\ 0 & \text{if } nd > 2200 \end{cases}$$

$$CH(nd) := \begin{cases} E_{nxx_0} + E_{nxx_1} \cdot nd + E_{nxx_2} \cdot nd^2 & \text{if } 600 \leq nd \leq 2200 \\ 0 & \text{if } nd > 2200 \end{cases}$$

$$NO_x(nd) := \begin{cases} F_{nxx_0} + F_{nxx_1} \cdot nd + F_{nxx_2} \cdot nd^2 & \text{if } 600 \leq nd \leq 2200 \\ 0 & \text{if } nd > 2200 \end{cases}$$

Поліноміальні моделі двигуна під навантаженням:

$$G_{pal}(n, Me) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } A_{n_3} + A_{n_4} \cdot n + A_{n_2} \cdot Me + A_{n_5} \cdot n^2 + A_{n_1} \cdot Me^2 + A_{n_0} \cdot n \cdot Me < 0 \\ A_{n_3} + A_{n_4} \cdot n + A_{n_2} \cdot Me + A_{n_5} \cdot n^2 + A_{n_1} \cdot Me^2 + A_{n_0} \cdot n \cdot Me & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$G_{rov}(n, Me) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } B_{n_3} + B_{n_4} \cdot n + B_{n_2} \cdot Me + B_{n_5} \cdot n^2 + B_{n_1} \cdot Me^2 + B_{n_0} \cdot n \cdot Me < 0 \\ B_{n_3} + B_{n_4} \cdot n + B_{n_2} \cdot Me + B_{n_5} \cdot n^2 + B_{n_1} \cdot Me^2 + B_{n_0} \cdot n \cdot Me & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$CO(n, Me) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } C_{n_6} + C_{n_7} \cdot n + C_{n_3} \cdot Me + C_{n_8} \cdot n^2 + C_{n_2} \cdot Me^2 + C_{n_4} \cdot n \cdot Me + C_{n_5} \cdot n^2 \cdot Me + C_{n_0} \cdot n \cdot Me^2 + C_{n_9} \cdot n^3 + C_{n_1} \cdot Me^3 < 0 \\ C_{n_6} + C_{n_7} \cdot n + C_{n_3} \cdot Me + C_{n_8} \cdot n^2 + C_{n_2} \cdot Me^2 + C_{n_4} \cdot n \cdot Me + C_{n_5} \cdot n^2 \cdot Me + C_{n_0} \cdot n \cdot Me^2 + C_{n_9} \cdot n^3 + C_{n_1} \cdot Me^3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{CH}(n, \text{Me}) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } Dn_6 + Dn_7 \cdot n + Dn_3 \cdot \text{Me} + Dn_8 \cdot n^2 + Dn_2 \cdot \text{Me}^2 + Dn_4 \cdot n \cdot \text{Me} + Dn_5 \cdot n^2 \cdot \text{Me} + Dn_0 \cdot n \cdot \text{Me}^2 + Dn_9 \cdot n^3 + Dn_1 \cdot \text{Me}^3 < 0 \\ Dn_6 + Dn_7 \cdot n + Dn_3 \cdot \text{Me} + Dn_8 \cdot n^2 + Dn_2 \cdot \text{Me}^2 + Dn_4 \cdot n \cdot \text{Me} + Dn_5 \cdot n^2 \cdot \text{Me} + Dn_0 \cdot n \cdot \text{Me}^2 + Dn_9 \cdot n^3 + Dn_1 \cdot \text{Me}^3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{NOx}(n, \text{Me}) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } En_6 + En_7 \cdot n + En_3 \cdot \text{Me} + En_8 \cdot n^2 + En_2 \cdot \text{Me}^2 + En_4 \cdot n \cdot \text{Me} + En_5 \cdot n^2 \cdot \text{Me} + En_0 \cdot n \cdot \text{Me}^2 + En_9 \cdot n^3 + En_1 \cdot \text{Me}^3 < 0 \\ En_6 + En_7 \cdot n + En_3 \cdot \text{Me} + En_8 \cdot n^2 + En_2 \cdot \text{Me}^2 + En_4 \cdot n \cdot \text{Me} + En_5 \cdot n^2 \cdot \text{Me} + En_0 \cdot n \cdot \text{Me}^2 + En_9 \cdot n^3 + En_1 \cdot \text{Me}^3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{N}(n, \text{Me}) := \begin{cases} 0.00010 & \text{if } Fn_6 + Fn_7 \cdot n + Fn_3 \cdot \text{Me} + Fn_8 \cdot n^2 + Fn_2 \cdot \text{Me}^2 + Fn_4 \cdot n \cdot \text{Me} + Fn_5 \cdot n^2 \cdot \text{Me} + Fn_0 \cdot n \cdot \text{Me}^2 + Fn_9 \cdot n^3 + Fn_1 \cdot \text{Me}^3 < 0 \\ Fn_6 + Fn_7 \cdot n + Fn_3 \cdot \text{Me} + Fn_8 \cdot n^2 + Fn_2 \cdot \text{Me}^2 + Fn_4 \cdot n \cdot \text{Me} + Fn_5 \cdot n^2 \cdot \text{Me} + Fn_0 \cdot n \cdot \text{Me}^2 + Fn_9 \cdot n^3 + Fn_1 \cdot \text{Me}^3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

І складова їздового циклу (0-65 м)

Робота дизеля в режимі активного холостого ходу

$$z'(t, n, z) := \frac{1}{v} \cdot (P(z, n) - E(\phi v(\phi v_{xx}, t), z, n))$$

$$n0 := n_{xxmin}$$

$$n'(t, n, z) := \frac{30 \cdot (Mi(n, z) - Mm(n))}{Id \cdot cpi}$$

$$z0 := z_{xxmin}$$

$$tBeg := tBeg01$$

$$tEnd := tEnd01$$

$$y := \begin{pmatrix} n0 \\ z0 \end{pmatrix}$$

$$D(t, y) := \begin{pmatrix} n'(t, y_0, y_1) \\ z'(t, y_0, y_1) \end{pmatrix}$$

$$Va01 := 0$$

$$Y := \text{Rkadapt}(y, tBeg01, tEnd01, m, D)$$

$$W_{xx}(nxx) := \begin{cases} k \leftarrow 0 \\ \text{while } \left| \frac{Y_{m,1} - nx}{Y_{m,1} - nx} \right| > 0.1 \\ \quad \Delta n \leftarrow Y_{m,1} - nx \\ \quad tEnd \leftarrow tEnd + \frac{\Delta t}{2^k} \\ \quad Y \leftarrow \text{Rkadapt}(y, tBeg, tEnd, m, D) \\ \quad \text{if } \frac{\Delta n}{\Delta n} + \frac{Y_{m,1} - nx}{Y_{m,1} - nx} = 0 \\ \quad \quad tEnd \leftarrow tEnd - \frac{\Delta t}{2^k} \\ \quad \quad k \leftarrow k + 1 \\ \quad \quad Y \leftarrow \text{Rkadapt}(y, tBeg, tEnd, m, D) \end{cases}$$

$$t01 := W_{xx}(nxx)^{\langle 0 \rangle} \quad n01 := W_{xx}(nxx)^{\langle 1 \rangle}$$

$$Mi01_i := Mi(n01_i, z01_i)$$

$$Mm01_i := Mm(n01_i)$$

$$Me01_i := Mi01_i - Mm01_i$$

$$Gpal01_i := Gpal_{xx}(n01_i)$$

$$Gpov01_i := Gpov_{xx}(n01_i)$$

$$CO01_i := CO_{xx}(n01_i)$$

$$z01_i := z \left[\left(W_{xx}(nxx)^{\langle 2 \rangle} \right)_i, n01_i \right]$$

$$\phi v01_i := \phi v(\phi v_{xx}, t01_i)$$

$$E01_i := E(\phi v01_i, z01_i, n01_i)$$

$$hn01_i := hn(z01_i, n01_i)$$

$$P01_i := P(z01_i, n01_i)$$

$$qz01_i := qz(n01_i, z01_i)$$

$$\begin{aligned}
 N01_i &:= N_{xx}(n01_i) & G_{pal\Sigma01} &:= \frac{INT(t01, qz01)}{3600} \\
 CH01_i &:= CH_{xx}(n01_i) & G_{pov\Sigma01} &:= \frac{INT(t01, G_{pov01})}{3600} \\
 NOx01_i &:= NO_{xxx}(n01_i) & GCO\Sigma01 &:= G_{shr}(G_{pal\Sigma01}, G_{pov\Sigma01}, MID(CO01), \rho_{CO}) \cdot 0.01 \\
 S_0 &:= 0 & GCH\Sigma01 &:= G_{shr}(G_{pal\Sigma01}, G_{pov\Sigma01}, MID(CH01), \rho_{CH}) \cdot 0.000001 \\
 S01 &:= S_1 & GNOx\Sigma01 &:= G_{shr}(G_{pal\Sigma01}, G_{pov\Sigma01}, MID(NOx01), \rho_{NOx}) \cdot 0.000001 \\
 & & GC\Sigma01 &:= G_{shr}(G_{pal\Sigma01}, G_{pov\Sigma01}, MID(C(N01)), 1) \cdot 0.001
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 G_{pal\Sigma1} &:= G_{pal\Sigma01} \\
 G_{pov\Sigma1} &:= G_{pov\Sigma01} \\
 GCO\Sigma1 &:= GCO\Sigma01 \\
 GCH\Sigma1 &:= GCH\Sigma01 \\
 GNOx\Sigma1 &:= GNOx\Sigma01 \\
 GC\Sigma1 &:= GC\Sigma01
 \end{aligned}$$

Розгін автобуса з дизелем при буксуючому зчепленні

$$\begin{aligned}
 j &:= 1 & t_{Beg02} &:= t01_m \\
 n'(t, n, z) &:= \frac{30 \cdot (Mi(n, z) - Mm(n) - Mz(t - t_{Beg02}))}{Id \cdot cpi} & t_{End02} &:= t01_m + \Delta t \\
 nz'(t, nz) &:= \frac{30 \cdot (Mz(t - t_{Beg02}) - Mop(j, Va(nz, j)))}{Id \cdot cpi} & n0 &:= n01_m \\
 & & z0 &:= z01_m \\
 & & nz0 &:= 0 \\
 z'(t, n, z) &:= \frac{1}{\nu} \cdot (P(z, n) - E(\phi v(\phi v_{xx}, t), z, n)) \\
 y &:= \begin{pmatrix} n0 \\ z0 \\ nz0 \end{pmatrix} & y &= \begin{pmatrix} 1.6 \times 10^3 \\ 2.592 \\ 0 \end{pmatrix} & D(t, y) &:= \begin{pmatrix} n'(t, y_0, y_1) \\ z'(t, y_0, y_1) \\ nz'(t, y_2) \end{pmatrix} \\
 W &:= Rkadapt(y, t_{Beg02}, t_{End02}, m, D) \\
 Y &:= W \\
 t_{Beg} &:= t_{Beg02} \\
 t_{End} &:= t_{End02} \\
 W &:= \begin{array}{l} k \leftarrow 0 \\ \text{while } |Y_{m,1} - Y_{m,3}| > 0.1 \\ \quad \Delta n \leftarrow Y_{m,1} - Y_{m,3} \\ \quad t_{End} \leftarrow t_{End} + \frac{\Delta t}{2^k} \\ \quad Y \leftarrow Rkadapt(y, t_{Beg}, t_{End}, m, D) \\ \quad \text{if } \frac{\Delta n}{\Delta n} + \frac{Y_{m,1} - Y_{m,3}}{|Y_{m,1} - Y_{m,3}|} = 0 \\ \quad \quad t_{End} \leftarrow t_{End} - \frac{\Delta t}{2^k} \\ \quad \quad k \leftarrow k + 1 \\ \quad \quad Y \leftarrow Rkadapt(y, t_{Beg}, t_{End}, m, D) \end{array} \\
 Y &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
t02 &:= W^{(0)} & n02 &:= W^{(1)} & z02_i &:= z_i \left[\left(W^{(2)} \right)_i, n02_i \right] \\
Mi02_i &:= Mi(n02_i, z02_i) & nz02 &:= W^{(3)} & \phi v02_i &:= \phi v(\phi v_{xxx}, t02_i) \\
Mm02_i &:= Mm(n02_i) & & & hn02_i &:= hn(z02_i, n02_i) \\
Me02_i &:= Mi02_i - Mm02_i & E02_i &:= E(\phi v02_i, z02_i, n02_i) & qz02_i &:= qz(n02_i, z02_i) \\
Va02_i &:= Va(nz02_i, j) & P02_i &:= P(z02_i, n02_i) & Mz02_i &:= Mz(t02_i - tBeg02) \\
Gpal02_i &:= Gpal(n02_i, Me02_i) & N02_i &:= N(n02_i, Me02_i) & & \\
Gpov02_i &:= Gpov(n02_i, Me02_i) & CH02_i &:= CH(n02_i, Me02_i) & & \\
CO02_i &:= CO(n02_i, Me02_i) & NOx02_i &:= NOx(n02_i, Me02_i) & & \\
\\
Gpal\Sigma02 &:= \frac{INT(t02, Gpal02)}{3600} & & & & \\
Gpov\Sigma02 &:= \frac{INT(t02, Gpov02)}{3600} & & & & \\
GCO\Sigma02 &:= Gshr(Gpal\Sigma02, Gpov\Sigma02, MID(CO02), \rho CO) \cdot 0.01 & & & Gpal\Sigma1 &:= Gpal\Sigma1 + Gpal\Sigma02 \\
GCH\Sigma02 &:= Gshr(Gpal\Sigma02, Gpov\Sigma02, MID(CH02), \rho CH) \cdot 0.000001 & & & Gpov\Sigma1 &:= Gpov\Sigma1 + Gpov\Sigma02 \\
GNOx\Sigma02 &:= Gshr(Gpal\Sigma02, Gpov\Sigma02, MID(NOx02), \rho NOx) \cdot 0.000001 & & & GCO\Sigma1 &:= GCO\Sigma1 + GCO\Sigma02 \\
GCS02 &:= Gshr(Gpal\Sigma02, Gpov\Sigma02, MID(C(N02)), 1) \cdot 0.001 & & & GCH\Sigma1 &:= GCH\Sigma1 + GCH\Sigma02 \\
S_1 &:= INT(t02, Va02) & S02 &:= S_1 & GNOx\Sigma1 &:= GNOx\Sigma1 + GNOx\Sigma02 \\
& & & & GC\Sigma1 &:= GC\Sigma1 + GC\Sigma02
\end{aligned}$$

Розгін автобуса з дизелем при заблокованому зчепленні на 1 передачі

$$\begin{aligned}
v'(t, v, z) &:= \frac{1}{\delta(j) \cdot (m0 + mg)} \left[\frac{(Mi(nd(v, j), z) - Mm(nd(v, j))) \cdot U_j \cdot Ur \cdot \eta t}{rd} - Pf(v) + Pi - Pw(v) \right] \\
\\
z'(t, v, z) &:= \begin{cases} zz' \leftarrow \frac{1}{\nu} \cdot (P(z, nd(v, j)) - E(\phi v(\phi v_{xxx}, t), z, nd(v, j))) \\ 0 & \text{if } (z > zoff \wedge zz' > 0) \vee (z < zec(nd(v, j)) \wedge zz' < 0) \\ zz' & \text{otherwise} \end{cases} & v0 &:= Va02_m \\
\\
y &:= \begin{pmatrix} v0 \\ z0 \end{pmatrix} & y &= \begin{pmatrix} 2.4 \\ 1.9 \end{pmatrix} & z0 &:= z02_m \\
D(t, y) &:= \begin{pmatrix} v(t, y_0, y_1) \\ z(t, y_0, y_1) \end{pmatrix} & tBeg03 &:= t02_m \\
\\
W &:= Rkadapt(y, tBeg03, tEnd03, m, D) & tEnd03 &:= t02_m + \Delta t \\
Y &:= W \\
tBeg &:= tBeg03 \\
tEnd &:= tEnd03
\end{aligned}$$

```

W:= | k ← 0
      while |nd(Ym,1,j) - npp| > 0.1
          Δn ← nd(Ym,1,j) - npp
          tEnd ← tEnd +  $\frac{\Delta t}{2^k}$ 
          Y ← Rkadapt(y,tBeg,tEnd,m,D)
          if  $\frac{\Delta n}{\Delta n} + \frac{nd(Y_{m,1},j) - npp}{nd(Y_{m,1},j) - npp} = 0$ 
              tEnd ← tEnd -  $\frac{\Delta t}{2^k}$ 
              k ← k + 1
              Y ← Rkadapt(y,tBeg,tEnd,m,D)
      Y

```

```

t03 := W(0)
n03 := nd(W(1),j)
z031 := zr[(W(2))i,n031]

Mi031 := Mi(n031,z031)
Va03 := W(1)

Mm031 := Mm(n031)
E031 := E(φv031,z031,n031)
φv031 := φv(φvxx,t031)
hn031 := hn(z031,n031)
Me031 := Mi031 - Mm031
P031 := P(z031,n031)
qz031 := qz(n031,z031)
Gpal031 := Gpal(n031,Me031)
CO031 := CO(n031,Me031)
CH031 := CH(n031,Me031)
Gpov031 := Gpov(n031,Me031)
N031 := N(n031,Me031)
NOx031 := NOx(n031,Me031)

GpalΣ03 :=  $\frac{INT(t03, Gpal03)}{3600}$ 
GpovΣ03 :=  $\frac{INT(t03, Gpov03)}{3600}$ 
GCOΣ03 := Gshr(GpalΣ03, GpovΣ03, MID(CO03), ρCO) · 0.01
GCHΣ03 := Gshr(GpalΣ03, GpovΣ03, MID(CH03), ρCH) · 0.000001
GNOxΣ03 := Gshr(GpalΣ03, GpovΣ03, MID(NOx03), ρNOx) · 0.000001
GCS03 := Gshr(GpalΣ03, GpovΣ03, MID(C(N03)), 1) · 0.001

S1 := S1 + INT(t03, Va03)
S03 := S1

GpalΣ1 := GpalΣ1 + GpalΣ03
GpovΣ1 := GpovΣ1 + GpovΣ03
GCOΣ1 := GCOΣ1 + GCOΣ03
GCHΣ1 := GCHΣ1 + GCHΣ03
GNOxΣ1 := GNOxΣ1 + GNOxΣ03
GCS1 := GCS1 + GCS03

```

Рух автобуса при перемиканні передач з 1 на 2

```

n'(t,n) :=  $\frac{30 \cdot (-Mm(n))}{Id \cdot cpi}$ 
tBeg04 := t03m

v'(t,v) :=  $\frac{1}{\delta 1 \cdot (m0 + mg)} \cdot (-Pf(v) + Pi - Pw(v))$ 
tEnd04 := t03m + tpp
n0 := n03m
v0 := Va03m

y :=  $\begin{pmatrix} v0 \\ n0 \end{pmatrix}$ 
y =  $\begin{pmatrix} 2.588 \\ 1.6 \times 10^3 \end{pmatrix}$ 
D(t,y) :=  $\begin{pmatrix} v'(t,y_0) \\ n'(t,y_1) \end{pmatrix}$ 

W := Rkadapt(y,tBeg04,tEnd04,m,D)
Y := W

```

$$\begin{aligned}
t04 &:= W^{(0)} & Va04 &:= W^{(1)} \\
n04 &:= W^{(2)} & Mm04_i &:= Mm(n04_i) & S_1 &:= S_1 + INT(t04, Va04) & S04 &:= S_1 & j &:= 2
\end{aligned}$$

Розгін автобуса з дизелем при заблокованому зчепленні на 2 передачі

$$\begin{aligned}
v'(t, v, z) &:= \frac{1}{\delta(j) \cdot (m0 + mg)} \cdot \left[\frac{(Mi(nd(v, j), z) - Mm(nd(v, j))) \cdot U_j \cdot Ur \cdot \eta_t}{rd} - Pf(v) + Pi - Pw(v) \right] \\
v0_m &:= Va04_m & n0_m &:= nd(v0, j) & z0_m &:= zr \left[\left(W_{xx}(n0)^{(2)} \right)_m, n0 \right] & \phi v0 &:= \phi v \left[\phi v_{xx}, \left(W_{xx}(n0)^{(0)} \right)_m \right] \\
z'(t, v, z) &:= \begin{cases} zz' \leftarrow \frac{1}{v} \cdot (P(z, nd(v, j)) - E(\phi v(\phi v0, t - tBeg05), z, nd(v, j))) \\ 0 & \text{if } (z > zoff \wedge zz' > 0) \vee (z < zec(nd(v, j)) \wedge zz' < 0) \\ zz' & \text{otherwise} \end{cases} & tBeg05 &:= t04_m & tEnd05 &:= t04_m + \Delta t & tBeg &:= tBeg05 & tEnd &:= tEnd05 \\
y &:= \begin{pmatrix} v0 \\ z0 \end{pmatrix} & D(t, y) &:= \begin{pmatrix} v'(t, y_0, y_1) \\ z'(t, y_0, y_1) \end{pmatrix}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
W &= Rkadapt(y, tBeg05, tEnd05, m, D) \\
Y &:= W \\
W &:= \begin{cases} k \leftarrow 0 \\ \text{while } |nd(Y_{m,1,j}) - npp| > 0.1 \\ \quad \Delta n \leftarrow nd(Y_{m,1,j}) - npp \\ \quad tEnd \leftarrow tEnd + \frac{\Delta t}{2^k} \\ \quad Y \leftarrow Rkadapt(y, tBeg, tEnd, m, D) \\ \quad \text{if } \frac{\Delta n}{\Delta n} + \frac{nd(Y_{m,1,j}) - npp}{nd(Y_{m,1,j}) - npp} = 0 \\ \quad \quad tEnd \leftarrow tEnd - \frac{\Delta t}{2^k} \\ \quad \quad k \leftarrow k + 1 \\ \quad Y \leftarrow Rkadapt(y, tBeg, tEnd, m, D) \end{cases} \\
Y &
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
t05 &:= W^{(0)} & n05 &:= nd(W^{(1)}, j) & z05_i &:= zr \left[\left(W^{(2)} \right)_i, n05_i \right] \\
Mi05_i &:= Mi(n05_i, z05_i) & Va05 &:= W^{(1)} & \phi v05_i &:= \phi v(\phi v0, t05_i - tBeg05) \\
Mm05_i &:= Mm(n05_i) & E05_i &:= E(\phi v05_i, z05_i, n05_i) & hn05_i &:= hn(z05_i, n05_i) \\
Me05_i &:= Mi05_i - Mm05_i & P05_i &:= P(z05_i, n05_i) & qz05_i &:= qz(n05_i, z05_i) \\
Gpal05_i &:= Gpal(n05_i, Me05_i) & CO05_i &:= CO(n05_i, Me05_i) & CH05_i &:= CH(n05_i, Me05_i) \\
Gpov05_i &:= Gpov(n05_i, Me05_i) & NO5_i &:= N(n05_i, Me05_i) & NOx05_i &:= NOx(n05_i, Me05_i)
\end{aligned}$$

$$Gpal\Sigma05 := \frac{INT(t05, Gpal05)}{3600}$$

$$Gpov\Sigma05 := \frac{INT(t05, Gpov05)}{3600}$$

$$GCO\Sigma05 := Gshr(Gpal\Sigma05, Gpov\Sigma05, MID(CO05), \rho CO) \cdot 0.01$$

$$Gpal\Sigma1 := Gpal\Sigma1 + Gpal\Sigma05$$

$$\begin{aligned}
GCH\Sigma05 &:= Gshr(Gpal\Sigma05, Gpov\Sigma05, MID(CH05), \rho CH) \cdot 0.000001 & \underline{Gpov\Sigma1} &:= Gpov\Sigma1 + Gpov\Sigma05 \\
GNOx\Sigma05 &:= Gshr(Gpal\Sigma05, Gpov\Sigma05, MID(NOx05), \rho NOx) \cdot 0.000001 & \underline{GCO\Sigma1} &:= GCO\Sigma1 + GCO\Sigma05 \\
GC\Sigma05 &:= Gshr(Gpal\Sigma05, Gpov\Sigma05, MID(C(N05)), 1) \cdot 0.001 & \underline{GCH\Sigma1} &:= GCH\Sigma1 + GCH\Sigma05 \\
S_1 &:= S_1 + INT(t05, Va05) & S05 &:= S_1 \\
& & \underline{GNOx\Sigma1} &:= GNOx\Sigma1 + GNOx\Sigma05 \\
& & \underline{GC\Sigma1} &:= GC\Sigma1 + GC\Sigma05
\end{aligned}$$

Рух автобуса при перемиканні передач з 2 на 3

$$\begin{aligned}
\underline{n'}(t, n) &:= \frac{30 \cdot (-Mm(n))}{Id \cdot cpi} & tBeg06 &:= t05_m \\
\underline{v'}(t, v) &:= \frac{1}{\delta l \cdot (m0 + mg)} \cdot (-Pf(v) + Pi - Pw(v)) & tEnd06 &:= t05_m + tpp \\
y &:= \begin{pmatrix} v0 \\ n0 \end{pmatrix} & \underline{n0} &:= n05_m \\
& & \underline{y0} &:= Va05_m \\
\underline{D}(t, y) &:= \begin{pmatrix} v'(t, y_0) \\ n'(t, y_1) \end{pmatrix} & W &:= Rkadapt(y, tBeg06, tEnd06, m, D) \\
& & \underline{Y} &:= W \\
t06 &:= W^{(0)} & n06 &:= W^{(2)} & Va06 &:= W^{(1)} & Mm06_i &:= Mm(n06_i) \\
S_1 &:= S_1 + INT(t06, Va06) \\
S06 &:= S_1 & j &:= 3
\end{aligned}$$

Розгін автобуса з дизелем при заблокованому зчепленні на 3 передачі до швидкості 20 км/год

$$\begin{aligned}
\underline{n0} &:= nd(v0, j) & \underline{z0} &:= zr \left[\left(W_{xx}(n0)^{(2)} \right)_m, n0 \right] & \underline{\phi v0} &:= \phi v \left[\phi v_{xx}, \left(W_{xx}(n0)^{(0)} \right)_m \right] & v0 &:= Va06_m & tBeg07 &:= t06_m \\
\underline{v'}(t, v, z) &:= \frac{1}{\delta(j) \cdot (m0 + mg)} \cdot \left[\frac{(Mi(nd(v, j), z) - Mm(nd(v, j))) \cdot U_j \cdot Ur \cdot \eta t}{rd} - Pf(v) + Pi - Pw(v) \right] & tEnd07 &:= t06_m + \Delta t \\
\underline{z'}(t, v, z) &:= \begin{cases} zz' \leftarrow \frac{1}{v} \cdot (P(z, nd(v, j)) - E(\phi v(\phi v0, t - tBeg07), z, nd(v, j))) \\ 0 & \text{if } (z > zoff \wedge zz' > 0) \vee (z < zec(nd(v, j)) \wedge zz' < 0) \\ zz' & \text{otherwise} \end{cases} \\
Vast &:= \frac{20}{3.6} \\
y &:= \begin{pmatrix} v0 \\ z0 \end{pmatrix} & \underline{D}(t, y) &:= \begin{pmatrix} v'(t, y_0, y_1) \\ z'(t, y_0, y_1) \end{pmatrix} & \underline{W} &:= Rkadapt(y, tBeg07, tEnd07, m, D) \\
& & \underline{Y} &:= W & \underline{tBeg} &:= tBeg07 \\
& & & & \underline{tEnd} &:= tEnd07
\end{aligned}$$

```

W := k ← 0
while |nd(Ym,1,j) - nd(Vast,j)| > 0.1
    Δn ← nd(Ym,1,j) - nd(Vast,j)
    tEnd ← tEnd +  $\frac{\Delta t}{2^k}$ 
    Y ← Rkadapt(y, tBeg, tEnd, m, D)
    if  $\frac{\Delta n}{|\Delta n|} + \frac{nd(Y_{m,1,j}) - nd(Vast,j)}{|nd(Y_{m,1,j}) - nd(Vast,j)|} = 0$ 
        tEnd ← tEnd -  $\frac{\Delta t}{2^k}$ 
        k ← k + 1
        Y ← Rkadapt(y, tBeg, tEnd, m, D)
Y

```

t07 := W⁽⁰⁾

n07 := nd(W⁽¹⁾_{,j})

z07_i := zr[W⁽²⁾_{i,n07_i}]

Mi07_i := Mi(n07_i, z07_i)

Va07 := W⁽¹⁾

φv07_i := φv(φv0, t07_i - tBeg07)

Mm07_i := Mm(n07_i)

E07_i := E(φv07_i, z07_i, n07_i)

hn07_i := hn(z07_i, n07_i)

Me07_i := Mi07_i - Mm07_i

P07_i := P(z07_i, n07_i)

qz07_i := qz(n07_i, z07_i)

Gpal07_i := Gpal(n07_i, Me07_i)

CO07_i := CO(n07_i, Me07_i)

CH07_i := CH(n07_i, Me07_i)

Gpov07_i := Gpov(n07_i, Me07_i)

N07_i := N(n07_i, Me07_i)

NOx07_i := NOx(n07_i, Me07_i)

GpalΣ07 := $\frac{\text{INT}(t07, \text{Gpal07})}{3600}$

GpovΣ07 := $\frac{\text{INT}(t07, \text{Gpov07})}{3600}$

GCOΣ07 := Gshr(GpalΣ07, GpovΣ07, MID(CO07), ρCO) · 0.01

GCHΣ07 := Gshr(GpalΣ07, GpovΣ07, MID(CH07), ρCH) · 0.000001

GNOxΣ07 := Gshr(GpalΣ07, GpovΣ07, MID(NOx07), ρNOx) · 0.000001

GCS07 := Gshr(GpalΣ07, GpovΣ07, MID(C(N07)), 1) · 0.001

S₁ := S₁ + INT(t07, Va07)

S07 := S₁

GpalΣ1 := GpalΣ1 + GpalΣ07

GpovΣ1 := GpovΣ1 + GpovΣ07

GCOΣ1 := GCOΣ1 + GCOΣ07

GCHΣ1 := GCHΣ1 + GCHΣ07

GNOxΣ1 := GNOxΣ1 + GNOxΣ07

GCS1 := GCS1 + GCS07

Усталений рух автобуса зі швидкістю 20 км/год

Va08 := Va07_m n08 := n07_m z08 := zr[W_{xx}(n08)⁽²⁾_{m,n08}]

φv08 := φv[φvxx, (W_{xx}(n08)⁽⁰⁾_m)]

Me08 := $\frac{[(m0 + mg) \cdot (f(Va08) \cdot \cos(\alpha) + f0 \cdot A \cdot Va08^2 \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)) + kF \cdot Va08^2] \cdot rd \cdot g}{U_j \cdot Ur \cdot \eta t}$

t08 := $\frac{51 - S_1}{Va08}$

Mi08 := Mi(n08, z08)

E08 := E(φv08, z08, n08)

qz08 := qz(n08, z08)

Mm08 := Mm(n08)

P08 := P(z08, n08)

hn08 := hn(z08, n08)

GpalΣ08 := Gpal(n08, Me08) · $\frac{t08}{3600}$

GpalΣ1 := GpalΣ1 + GpalΣ08

GpovΣ08 := Gpov(n08, Me08) · $\frac{t08}{3600}$

GpovΣ1 := GpovΣ1 + GpovΣ08

GCOΣ08 := Gshr(GpalΣ08, GpovΣ08, CO(n08, Me08), ρCO) · 0.01

$GCH\Sigma08 := Gshr(Gpal\Sigma08, Gpov\Sigma08, CH(n08, Me08), \rho CH) \cdot 0.000001$	$GCO\Sigma1 := GCO\Sigma1 + GCO\Sigma08$
$GNOx\Sigma08 := Gshr(Gpal\Sigma08, Gpov\Sigma08, NOx(n08, Me08), \rho NOx) \cdot 0.000001$	$GCH\Sigma1 := GCH\Sigma1 + GCH\Sigma08$
$GC\Sigma08 := Gshr(Gpal\Sigma08, Gpov\Sigma08, C(N(n08, Me08)), 1) \cdot 0.001$	$GNOx\Sigma1 := GNOx\Sigma1 + GNOx\Sigma08$
$S_1 := 51$	$GC\Sigma1 := GC\Sigma1 + GC\Sigma08$
$S08 := S_1$	

Гальмування до повної зупинки

$$\begin{array}{llll}
Ss := 14 & S_1 := S_1 + Ss & S09 := S_1 & Vs := \frac{0}{3.6} \\
t09 := \frac{2 \cdot Ss}{Va08 + Vs} & a := \frac{Vs - Va08}{t08} & & \\
n'(t, n) := \frac{30 \cdot (-Mm(n))}{Id_cpi} & & & \\
y := n0 & D(t, y) := n'(t, y) & W := Rkadapt(y, tBeg09, tEnd09, m, D) & \\
& & Y := W &
\end{array}$$

```

W :=
  while  $|Y_{m,1} - \text{nxxmin}| > 0.1$ 
  |
     $\Delta n \leftarrow Y_{m,1} - \text{nxxmin}$ 
     $t_{\text{End}} \leftarrow t_{\text{End}} + \frac{\Delta t}{2^k}$ 
     $Y \leftarrow \text{Rkadapt}(y, t_{\text{Beg}}, t_{\text{End}}, m, D)$ 
    if  $\frac{\Delta n}{|\Delta n|} + \frac{Y_{m,1} - \text{nxxmin}}{|Y_{m,1} - \text{nxxmin}|} = 0$ 
    |
       $t_{\text{End}} \leftarrow t_{\text{End}} - \frac{\Delta t}{2^k}$ 
       $k \leftarrow k + 1$ 
       $Y \leftarrow \text{Rkadapt}(y, t_{\text{Beg}}, t_{\text{End}}, m, D)$ 
  Y

```

$$t := t07_m + t08 + t09$$

$$\begin{aligned} t09 &:= W^{(0)} & n09 &:= W^{(1)} \\ Gpal\Sigma09 &:= Gpal_{xx}(n09_m) \cdot \frac{t - t09_m}{3600} \\ Gpov\Sigma09 &:= Gpov_{xx}(n09_m) \cdot \frac{t - t09_m}{3600} \\ GCO\Sigma09 &:= Gshr(Gpal\Sigma09, Gpov\Sigma09, CO_{xx}(n09_m), \rho CO) \cdot 0.01 \\ GCH\Sigma09 &:= Gshr(Gpal\Sigma09, Gpov\Sigma09, CH_{xx}(n09_m), \rho CH) \cdot 0.000001 \\ GNOx\Sigma09 &:= Gshr(Gpal\Sigma09, Gpov\Sigma09, NO_{xxx}(n09_m), \rho NOx) \cdot 0.000001 \\ GC\Sigma09 &:= Gshr(Gpal\Sigma09, Gpov\Sigma09, C(N_{xx}(n09_m)), 1) \cdot 0.001 \\ Gpal\Sigma1 &:= Gpal\Sigma1 + Gpal\Sigma09 \\ Gpov\Sigma1 &:= Gpov\Sigma1 + Gpov\Sigma09 \\ GCO\Sigma1 &:= GCO\Sigma1 + GCO\Sigma09 \\ GCH\Sigma1 &:= GCH\Sigma1 + GCH\Sigma09 \end{aligned}$$

$$\text{GCH}\Sigma 1 := \text{GCH}\Sigma 1 + \text{GCH}\Sigma 09$$

$$\text{GNOx}\Sigma 1 := \text{GNOx}\Sigma 1 + \text{GNOx}\Sigma 09$$

$$\text{GC}\Sigma 1 := \text{GC}\Sigma 1 + \text{GC}\Sigma 09$$

$$\text{G}\Sigma\text{CO}\Sigma 1 := \text{GCO}\Sigma 1 + \text{GCH}\Sigma 1 \cdot 3.16 + \text{GNOx}\Sigma 1 \cdot 41.1 + \text{GC}\Sigma 1 \cdot 200$$

$$\text{Gpal}\Sigma 65_{100} := 100 \cdot \frac{\text{Gpal}\Sigma 1 \cdot 10^3}{(\text{ppal} \cdot S_1)} = 43.853 \quad \frac{\text{л}}{100\text{км}}$$

$$\text{Qpal}\Sigma 1 := \text{Gpal}\Sigma 1 \cdot Q_{\text{н}}$$

$$t1 := t$$

$$\text{Vsr}1 := \frac{3.6 \cdot S_1}{t1}$$

II складова їздового циклу (65...205 м) ...

III складова їздового циклу (205...455 м) ...

IV складова їздового циклу (455...805 м) ...

V складова їздового циклу (805...1255 м) ...

VI складова їздового циклу (1255...1920 м) ...

....

Всього за цикл

$$S\Sigma := S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6$$

$$\text{Gpal}\Sigma := 1920 \cdot \left(\frac{\text{Gpal}\Sigma 1}{S_1} \cdot \frac{\text{znach}1}{100} + \frac{\text{Gpal}\Sigma 2}{S_2} \cdot \frac{\text{znach}2}{100} + \frac{\text{Gpal}\Sigma 3}{S_3} \cdot \frac{\text{znach}3}{100} + \frac{\text{Gpal}\Sigma 4}{S_4} \cdot \frac{\text{znach}4}{100} + \frac{\text{Gpal}\Sigma 5}{S_5} \cdot \frac{\text{znach}5}{100} + \frac{\text{Gpal}\Sigma 6}{S_6} \cdot \frac{\text{znach}6}{100} \right)$$

$$\text{Qpal}\Sigma := \text{Gpal}\Sigma \cdot Q_{\text{н}}$$

$$\text{Gpal}\Sigma 100 := 2.9 \cdot \frac{\text{Gpal}\Sigma 65_{100}}{100} + 6.2 \cdot \frac{\text{Gpal}\Sigma 140_{100}}{100} + 14.3 \cdot \frac{\text{Gpal}\Sigma 250_{100}}{100} + 21.4 \cdot \frac{\text{Gpal}\Sigma 350_{100}}{100} + 21.3 \cdot \frac{\text{Gpal}\Sigma 450_{100}}{100} + 33.9 \cdot \frac{\text{Gpal}\Sigma 665_{100}}{100}$$

$$\text{Gpov}\Sigma := 1920 \cdot \left(\frac{\text{Gpov}\Sigma 1}{S_1} \cdot \frac{\text{znach}1}{100} + \frac{\text{Gpov}\Sigma 2}{S_2} \cdot \frac{\text{znach}2}{100} + \frac{\text{Gpov}\Sigma 3}{S_3} \cdot \frac{\text{znach}3}{100} + \frac{\text{Gpov}\Sigma 4}{S_4} \cdot \frac{\text{znach}4}{100} + \frac{\text{Gpov}\Sigma 5}{S_5} \cdot \frac{\text{znach}5}{100} + \frac{\text{Gpov}\Sigma 6}{S_6} \cdot \frac{\text{znach}6}{100} \right)$$

$$\text{GCO}\Sigma := 1920 \cdot \left(\frac{\text{GCO}\Sigma 1}{S_1} \cdot \frac{\text{znach}1}{100} + \frac{\text{GCO}\Sigma 2}{S_2} \cdot \frac{\text{znach}2}{100} + \frac{\text{GCO}\Sigma 3}{S_3} \cdot \frac{\text{znach}3}{100} + \frac{\text{GCO}\Sigma 4}{S_4} \cdot \frac{\text{znach}4}{100} + \frac{\text{GCO}\Sigma 5}{S_5} \cdot \frac{\text{znach}5}{100} + \frac{\text{GCO}\Sigma 6}{S_6} \cdot \frac{\text{znach}6}{100} \right)$$

$$\text{GCH}\Sigma := 1920 \cdot \left(\frac{\text{GCH}\Sigma 1}{S_1} \cdot \frac{\text{znach}1}{100} + \frac{\text{GCH}\Sigma 2}{S_2} \cdot \frac{\text{znach}2}{100} + \frac{\text{GCH}\Sigma 3}{S_3} \cdot \frac{\text{znach}3}{100} + \frac{\text{GCH}\Sigma 4}{S_4} \cdot \frac{\text{znach}4}{100} + \frac{\text{GCH}\Sigma 5}{S_5} \cdot \frac{\text{znach}5}{100} + \frac{\text{GCH}\Sigma 6}{S_6} \cdot \frac{\text{znach}6}{100} \right)$$

$$\text{GNOx}\Sigma := 1920 \cdot \left(\frac{\text{GNOx}\Sigma 1}{S_1} \cdot \frac{\text{znach}1}{100} + \frac{\text{GNOx}\Sigma 2}{S_2} \cdot \frac{\text{znach}2}{100} + \frac{\text{GNOx}\Sigma 3}{S_3} \cdot \frac{\text{znach}3}{100} + \frac{\text{GNOx}\Sigma 4}{S_4} \cdot \frac{\text{znach}4}{100} + \frac{\text{GNOx}\Sigma 5}{S_5} \cdot \frac{\text{znach}5}{100} + \frac{\text{GNOx}\Sigma 6}{S_6} \cdot \frac{\text{znach}6}{100} \right)$$

$$\text{GC}\Sigma := 1920 \cdot \left(\frac{\text{GC}\Sigma 1}{S_1} \cdot \frac{\text{znach}1}{100} + \frac{\text{GC}\Sigma 2}{S_2} \cdot \frac{\text{znach}2}{100} + \frac{\text{GC}\Sigma 3}{S_3} \cdot \frac{\text{znach}3}{100} + \frac{\text{GC}\Sigma 4}{S_4} \cdot \frac{\text{znach}4}{100} + \frac{\text{GC}\Sigma 5}{S_5} \cdot \frac{\text{znach}5}{100} + \frac{\text{GC}\Sigma 6}{S_6} \cdot \frac{\text{znach}6}{100} \right)$$

$$\text{G}\Sigma\text{CO}\Sigma := 1920 \cdot \left(\frac{\text{G}\Sigma\text{CO}\Sigma 1}{S_1} \cdot \frac{\text{znach}1}{100} + \frac{\text{G}\Sigma\text{CO}\Sigma 2}{S_2} \cdot \frac{\text{znach}2}{100} + \frac{\text{G}\Sigma\text{CO}\Sigma 3}{S_3} \cdot \frac{\text{znach}3}{100} + \frac{\text{G}\Sigma\text{CO}\Sigma 4}{S_4} \cdot \frac{\text{znach}4}{100} + \frac{\text{G}\Sigma\text{CO}\Sigma 5}{S_5} \cdot \frac{\text{znach}5}{100} + \frac{\text{G}\Sigma\text{CO}\Sigma 6}{S_6} \cdot \frac{\text{znach}6}{100} \right)$$

$$\text{Vsr}\Sigma := \frac{100}{\left(\frac{\text{znach}1}{\text{Vsr}1} + \frac{\text{znach}2}{\text{Vsr}2} + \frac{\text{znach}3}{\text{Vsr}3} + \frac{\text{znach}4}{\text{Vsr}4} + \frac{\text{znach}5}{\text{Vsr}5} + \frac{\text{znach}6}{\text{Vsr}6} \right)}$$

$$t\Sigma := \frac{1920}{\text{Vsr}\Sigma} \cdot 3.6$$

ДОДАТОК В


 ДЕРЖАВНИЙ КОМПІТЕТ УКРАЇНИ З ПИТАНЬ ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ
 ТА СПОЖИВЧОЇ ПОЛІТИКИ
 ДЕРЖАВНА СИСТЕМА СЕРТИФІКАЦІЇ УкрСЕПРО

№ 070641 Серія ДІ

СЕРТИФІКАТ ВІДПОВІДНОСТІ

Зареєстровано в Реєстрі за № UA1.035.0176422-08
Зареєстровано в Реєстрі

Термін дії з 17 листопада 2008 до 16 листопада 2009
Срок дієвості

Продукція паливо дизельне 3-0,20-(-25), вміст масової частки сірки не більше
Продукция ніж 0,2 %. 2710
код УКТ ЗЕД ТН ЗД

23.20.15
код ДСТУ ДСТ

Відповідає вимогам
Соответствует требованиям
 усім обов'язковим ДСТУ 3868-99 'Паливо дизельне. Технічні умови'

Виробник продукції АТ 'Укртатнафта', 39609, Полтавська обл., м. Кременчук,
Изготовитель продукции вул.Свіштовська, 3, код ЄДРПОУ 00152307

Сертифікат видано АТ 'Укртатнафта', 39609, Полтавська обл., м. Кременчук,
Сертификат выдан вул. Свіштовська, 3, код ЄДРПОУ 00152307

Додаткова інформація
Дополнительная информация
 паливо, яке виготовляється серійно з 16.11.2008 до 16.11.2009 з урахуванням його гарантійного терміну зберігання. Контроль відповідності здійснюється шляхом технічного нагляду за виробництвом сертифікованої продукції 1 раз у півроку
 Сертифікат видано органом з сертифікації ДП 'Полтавстандартметрологія', Кременчуцька філія,
Сертификат выдан органом по сертификации м. Кременчук, вул. Чапаса, 73, тел. 23302, свідоцтво про призначення № UA.P.035, свідоцтво про уповноваження № UA.PN035 від 01.02.05

На підставі протоколу випробувань № 1641 від 14.11.2008 ВЦ АТ 'Укртатнафта' атестат акредитації
На основании № 21342 від 25.03.2008, рішення про видачу сертифіката відповідності № 1501/45 від 14.11.2008

Керівник А. І. Каменев
Руководитель підпис Ініціали, прізвище




Сертифікат видано на партію 11 958 250 тн. по договору № 2029 000 «Западна нафтогазова компанія» г. Київ.

12.02.2009г.

НАФТА

АО "Укрнафтіа"

Паспорт № 566

Топливо дизельное марки З-0,20-(1-25)



ДСТУ 3868-99

Дата изготовления:

02.03.2009

Номер резервуара:

781

Замер резервуара:

772 см

Наименование показателя	Требования НД	Фактически
1 Цепляное число, не менее	45	47
2 Фракционный состав		
- 5% перегоняется при температуре, °C, не выше	280	271,5
- 90% перегоняется при температуре, °C, не выше	370	362,5
3 Кинематическая вязкость при температуре 20 °C, мм ² /с	1,8 - 6,0	4,4226
4 Температура застывания, °C, не выше	-25	-26
5 Температура вспышки в первом типе для тепловозных судовых дизелей, °C, не ниже	40	65
6 Массовая доля серы, %, не более	0,20	0,200
7 Массовая доля меркаптановой серы, %, не более	0,01	0,0031
8 Содержание кислорода	Отсутствие	Отсутствие
9 Испытание на медной пластинке	Выдерживает	Выдерживает
10 Концентрация фактических смол, не на 100 см ³ топлива, не более	30	30,8
11 Кислотность, мг КОН на 100 см ³ топлива, не более	5	5,000
12 Вязкое число, г/см ³ на 100 г топлива, не более	6	6,4
13 Зольность, %, не более	0,01	0,0100
14 Кислотность 10%-го остатка, %, не более	0,30	0,30
15 Коэффициент фильтруемости, не более	3	3,40
16 Содержание механических примесей	Отсутствие	Отсутствие
17 Содержание воды	Отсутствие	Отсутствие
18 Плотность при температуре 20 °C, кг/м ³ , не более	840	833,70
19 Препельная температура фильтруемости, °C, не выше	-15	-17

СТАНДАРТ "НАФТА"

Заключение:

соответствует требованиям стандарта

Начальник государственной контрольной лаборатории -
начальник государственной контрольной лаборатории

Старший лаборант

Дата выдачи паспорта

[Signature]
 02.03.09
 781

5
ЗТХ

Двигун: Д-241		Атмосферний тиск:		99600 Па																		$\rho_{\text{пов}} =$		1,156 кг/м ³	
																						$l_0 =$		14,45 кг	
Дата: 09.10. 2009р.		Температура:		27 300,2 К																		$V_I =$		4,75 л	
																						$R_{\text{пов}} =$		287	
Паливо: Дизельне паливо																									
$n = 1600 \text{ хв}^{-1}$																									
№	$n, \text{ хв}^{-1}$	$M_k, \text{ Н·м}$	$\Delta G_{\text{на}}, \text{ г}$	$\tau_{\text{пал}}, \text{ с}$	$t_{\text{пал}}, \text{ °C}$	$\Delta V_n, \text{ м}^3$	$\tau_{\text{пов}}, \text{ с}$	$t_{\text{вод}}, \text{ °C}$	$t_{\text{ВГ}}, \text{ °C}$	$t_m, \text{ °C}$	$p_m, \text{ МПа}$	$\theta, \text{ °}$	λ	$C_{\text{CO}}, \text{ \%}$	$C_{\text{Сн}}, \text{ мг/лн}^{-1}$	$C_{\text{NOx}}, \text{ мг/лн}^{-1}$	$N, \text{ \%}$	$K, \text{ м}^{-1}$	$N_e, \text{ кВт}$	$G_{\text{пал}}, \text{ кг/год}$	$G_{\text{пов}}, \text{ кг/год}$	$g_e, \text{ г/кВт·год}$	α	η_v	
1	1600	0	50	92,15	27	2	35,75	78	180	76	0,22	26		0,07	20	130	4	0,09	0,00	1,95	260,25	#ДЕЛ/0!	9,22	0,88	
2	1600	60	50	51,94	27	2	35,97	79	240	76	0,22	26	4,69	0,05	10	420	6	0,14	10,05	3,47	258,65	344,75	5,17	0,88	
3	1600	116	50	35	27	2	36,31	82	350	78	0,22	26	3	0,04	10	950	19	0,48	19,43	5,14	256,23	264,62	3,45	0,87	
4	1600	163	100	54,44	27	2	36,56	78	470	77	0,22	25	2,21	0,03	10	1210	30	0,82	27,31	6,61	254,48	242,15	2,66	0,86	
5	1600	227	100	39,72	27	2	37,28	79	620	77	0,21	26	1,66	0,08	25	1360	56	1,89	38,03	9,06	249,56	238,31	1,91	0,85	
6	1600	264	100	33,53	27	2	37,56	83	810	79	0,21	25	1,28	0,31	40	1280	66	2,48	44,23	10,74	247,70	242,74	1,60	0,84	

Протокол №4

Двигун: Д-241		Атмосферний тиск:		99500 Па																		$\rho_{\text{пов}} =$		1,171	кг/м ³		
																						$l_0 =$		14,45	кг		
Дата: 09.10. 2009р.		Температура:		23 296,2 К																		$V_1 =$		4,75	л		
																						$R_{\text{пов}} =$		287			
Паливо: Дизельне паливо																											
$n = 1850 \text{ хв}^{-1}$																											
№	$n, \text{ хв}^{-1}$	$M_{\text{к}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$\Delta G_{\text{па}}, \text{ л, г}$	$\tau_{\text{пал}}, \text{ с}$	$t_{\text{пал}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta V_{\text{п}}, \text{ м}^3$	$\tau_{\text{пов}}, \text{ с}$	$t_{\text{вод}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{ВГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{м}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{\text{м}}, \text{ МПа}$	$\theta, \text{ }^{\circ}$	λ	$C_{\text{CO}}, \text{ \%}$	$C_{\text{СнН}}, \text{ н, млН}^{-1}$	$C_{\text{NOx}}, \text{ млН}^{-1}$	$N, \text{ \%}$	$K, \text{ м}^{-1}$	$N_{\text{е}}, \text{ кВт}$	$G_{\text{пал}}, \text{ кг/год}$	$G_{\text{пов}}, \text{ кг/год}$	$g_{\text{е}}, \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$	α	η_v			
1	1850	0	50	74,91	23	2	30,75	76	100	72	0,22	26		0,07	20	104	4	0,09	0,00	2,40	302,56	#ДЕЛ/0!	8,71	0,89			
2	1850	44	50	50,69	23	2	30,69	78	200	72	0,22	26	4,7	0,04	10	180	5	0,12	8,52	3,55	303,15	416,61	5,91	0,89			
3	1850	110	50	31,09	23	2	31,25	82	230	78	0,22	26	3,1	0,01	10	680	13	0,32	21,31	5,79	297,72	271,70	3,56	0,87			
4	1850	155	100	47,47	23	2	31,44	76	280	75	0,22	25	2,25	0,01	10	960	19	0,48	30,03	7,58	295,92	252,57	2,70	0,87			
5	1850	220	100	34,88	23	2	31,97	76	450	70	0,22	26	1,62	0,05	20	1150	39	1,14	42,62	10,32	291,02	242,18	1,95	0,85			
6	1870	244	100	30,6	24	2	31,97	85	700	81	0,21	26	1,43	0,14	40	1210	50	1,59	47,78	11,76	291,02	246,24	1,71	0,85			

Протокол №5

Двигун: Д-241				Атмосферний тиск:				99600 Па																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
---------------	--	--	--	-------------------	--	--	--	----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Навантажувальні характеристики дизеля при роботі на дизельному біопаливі

(Зразок №1)

Протокол №1

Двигун: Д-241		Атмосферний тиск:		104000 Па												$\rho_{\text{пов}} =$		1,215 кг/м ³						
																$l_0 =$		12,43 кг						
Дата: 02.11. 2009р.		Температура:		25 298,15 К												$V_1 =$		4,75 л						
																$R_{\text{пов}} =$		287						
Паливо: Дизельне біопаливо																								
n = 1100 хв ⁻¹																								
№	n, хв ⁻¹	M _к , Н·м	ΔG _{па} , л, г	τ _{пал} , с	t _{пал} , °C	ΔV _п , м ³	τ _{пов} , с	t _{вод} , °C	t _{ВГ} , °C	t _м , °C	P _м , МПа	θ, °	λ	C _{CO} , %	C _{СнН} , н, млН ⁻¹	C _{NOx} , млН ⁻¹	N, %	K, м ⁻¹	N _е , кВт	G _{пал} , кг/год	G _{пов} , кг/год	g _е , г/кВт·год	α	η _v
1	1102	0	20	59,50	20	2	52,75	78	130	75	0,2	26		0,15	20	128	1	0,02	0,00	1,21	176,37	#ДЕЛ/0!	11,73	0,87
2	1103	57	50	71,15	20	2	52,78	79	180	76	0,2	26	5,91	0,01	15	590	2	0,05	6,58	2,53	176,27	384,30	5,61	0,87
3	1105	97	50	52,02	20	2	52,75	72	260	63	0,23	26	3,47	0,05	5	1018	4	0,09	11,22	3,46	176,37	308,28	4,10	0,87
4	1102	139	50	41,47	20	2	53,59	78	320	70	0,23	26	2,65	0,06	5	1236	13	0,32	16,04	4,34	173,61	270,58	3,22	0,86
5	1103	204	50	29,75	20	2	54,19	78	420	70	0,22	26	1,88	0,07	10	1572	37	1,06	23,56	6,05	171,69	256,78	2,28	0,85
6	1100	244	70	33,83	20	2	55,63	81	550	75	0,22	26	1,57	0,22	25	1728	62	2,23	28,10	7,45	167,24	265,08	1,81	0,83
7	1100	264	100	39,65	20	2	57,06	92	710	87	0,13	26	1,2	1,21	50	1410	75	3,19	30,41	9,08	163,05	298,60	1,44	0,80

Зовнішня швидкісна характеристика дизеля Д-241 при роботі на дизельному паливі

Двигун: Д-241			Атмосферний тиск:			98200 Па																					ρ _{по} =			1,151 кг/м ³																				
																											l ₀ =			14,5 кг																				
Дата: 13.10. 2009р.			Температура:			24 °С,			297,15 К																		V _l =			4,75 л																				
																											R _{пов} =			287																				
Паливо:Дизельне паливо																																																		
№	n, хв ⁻¹	M _к , Н·м	ΔG _{па} , г	τ _{пал} , с	t _{пал} , °С	ΔV _п , м ³	τ _{пов} , с	t _{пов} , °С	t _{вод} , °С	t _{ВГ} , °С	t _м , °С	p _м , МПа	θ, °	λ	C _{CO} , %	C _{снН} , мг·л ⁻¹	C _{NOx} , мг·л ⁻¹	N, %	K, м ⁻¹	N _е , кВт	G _{пал} , кг/год	G _{пов} , кг/год	g _е , г/кВт·год	α	η _v																									
1	2200	0	50	49,72		2	27,15	24	72	280	60	0,26	26		0,04	5	73	1	0,02	0,00	3,62	342,68	#ДЕЛ/0!	6,53	0,85																									
2	2185	35	50	39,22		2	27,52	24	75	320	70	0,25	26		0,05	5	162	3	0,07	8,01	4,59	338,07	573,12	5,08	0,84																									
3	2170	75	50	30,09		2	27,53	24	80	400	75	0,24	26	4,1	0,02	10	446	5	0,12	17,04	5,98	337,95	351,02	3,90	0,85																									
4	2150	129	50	23		2	28,12	24	85	480	80	0,23	26	2,75	0,06	10	879	9	0,22	29,04	7,83	330,86	269,48	2,92	0,84																									
5	2130	218	50	15,75		2	28,66	24	84	700	80	0,23	26	2,6	0,06	10	1112	35	0,99	48,62	11,43	324,63	235,05	1,96	0,83																									
6	2100	240	100	27,26		2	29,53	24	81	880	80	0,22	26	2,4	0,1	20	1196	40	1,17	52,77	13,21	315,06	250,24	1,65	0,81																									
7	1870	244	100	30,6		2	31,97	24	82	840	80	0,22	26	1,44	0,12	30	1218	46	1,42	47,78	11,76	291,02	246,24	1,71	0,85																									
8	1700	246	100	33,2		2	36,19	24	84	840	80	0,21	26	1,4	0,17	30	1284	50	1,59	43,79	10,84	257,08	247,62	1,64	0,82																									
9	1510	263	100	34,3		2	40,40	24	88	860	85	0,2	26	1,22	0,47	40	1376	63	2,29	41,58	10,50	230,29	252,39	1,51	0,83																									
10	1310	262	100	38,8		2	46,66	24	90	890	85	0,2	26	1,14	0,63	40	1398	70	2,77	35,94	9,28	199,39	258,17	1,48	0,83																									
11	1170	260	100	43,08		2	56,85	24	94	860	90	0,19	26	1,1	0,65	50	1468	72	2,93	31,85	8,36	163,65	262,34	1,35	0,76																									
12	1100	259	100	45,98		2	57,16	24	94	810	90	0,18	26	1,09	0,72	50	1492	75	3,19	29,83	7,83	162,77	262,45	1,43	0,80																									

Зовнішня швидкісна характеристика дизеля Д-241 при роботі на дизельному біопаливі (Зразок 1)

Двигун: Д-241		Атмосферний тиск:		99900 Па																			$\rho_{\text{пов}} =$	1,164	кг/м ³	
																								$l_0 =$	12,4	кг
Дата: 03.11. 2009р.		Температура:		26 °C, 299,15 К																				$V_1 =$	4,75	л
																								$R_{\text{пов}} =$	287	
Паливо:МЕРО 2																										

№	n, хв ⁻¹	M _к , Н·м	ΔG _{па} , г	τ _{пал} , с	t _{пал} , °C	ΔV _п , м ³	τ _{пов} , с	t _{пов} , °C	t _{вод} , °C	t _{ВГ} , °C	t _м , °C	p _м , МПа	θ, °	λ	C _{CO} , %	C _{снн} н, млн ⁻¹	C _{NOx} млн ⁻¹	N, %	N _е , кВт	G _{пал} , кг/год	G _{пов} , кг/год	g _е , г/кВт·го д	α	η _v
1	2200	0	50	45		2	27,25	26	73	240	67	0,27	26		0,13	20	48	7	0,00	4,00	341,42	#ДЕЛ/0!	6,88	0,84
2	2185	55	50	30		3	40,93	26	76	300	70	0,25	26		0,09	10	200	8	12,58	6,00	340,96	476,80	4,58	0,85
3	2173	84	100	51,1		3	41,35	26	80	360	75	0,24	26		0,07	10	450	10	19,11	7,05	337,50	368,59	3,86	0,84
4	2150	140	150	56,54		3	42,16	26	86	450	80	0,23	26	4,06	0,07	10	915	17	31,52	9,55	331,02	303,02	2,80	0,84
5	2130	212	150	40,72		3	42,97	26	92	660	87	0,22	26	1,96	0,11	10	1230	31	47,28	13,26	324,78	280,46	1,98	0,83
6	2100	244	200	48		3	43,59	26	84	760	82	0,2	26	1,68	0,13	10	1260	39	53,65	15,00	320,16	279,57	1,72	0,83
7	2060	242	250	60,06		2	29,22	26	85	760	80	0,2	26	1,64	0,15	10	1300	44	52,20	14,99	318,40	287,06	1,71	0,84
8	1850	253	200	55,25		2	32,00	26	89	710	84	0,19	26	1,71	0,13	10	1380	47	49,01	13,03	290,74	265,90	1,80	0,85
9	1670	268	200	58,94		2	36,21	26	92	700	87	0,18	26	1,71	0,17	10	1390	49	46,86	12,22	256,94	260,66	1,70	0,84
10	1600	270	150	45,5		2	37,81	26	88	700	83	0,195	26	1,65	0,22	10	1370	46	45,24	11,87	246,07	262,36	1,67	0,84
11	1560	269	200	62,34		2	40,78	26	86	710	80	0,19	26	1,51	0,32	30	1320	57	43,94	11,55	228,15	262,84	1,59	0,79
12	1320	267	100	32,38		2	45,72	26	88	740	83	0,185	26	1,4	0,54	20	1360	72	36,90	11,12	203,49	301,26	1,48	0,84
13	1100	264	100	37,97		2	57,06	26	92	740	87	0,175	26	1,21	0,94	30	1320	70	30,41	9,48	163,05	311,79	1,39	0,80

Характеристика холостого ходу дизеля Д-241 при роботі на дизельному біопаливі (Зразок №1)

Двигун: Д-243			Атмосферний тиск:			99900 Па																		ρ _{пов} =			1,183 кг/м ³		
																								l ₀ =			12,4 кг		
Дата: 03.11. 2009р.			Температура:			21 °С,			294,15 К															V _l =			4,75 л		
																								R _{пов} =			287		
Паливо: MERO2																													
№	n, хв ⁻¹	M _к , Н·М	ΔG _{на} , л, г	τ _{нал} , с	t _{нал} , °С	ΔV _п , м ³	τ _{пов} , с	t _{пов} , °С	t _{вод} , °С	t _{вг} , °С	t _м , °С	p _м , МПа	θ, °	λ	C _{CO} , %	C _{снн} н, млн ⁻¹	C _{NOx} млн ⁻¹	N, %	N _е , кВт	G _{нал} , кг/год	G _{пов} , кг/год	g _е , г/кВт·год	α	η _v					
1	905	0	20	61,31		2	64,03	26	73	100	60	0,22	26		0,17	20	198	1	0,00	1,17	145,30	#ДЕЛ/0!	9,98	0,97					
2	1095	0	20	59,5		2	52,75	26	73	110	65	0,22	26		0,12	10	150	1	0,00	1,21	176,37	#ДЕЛ/0!	11,75	0,97					
3	1255	0	20	42,43		2	46,41	26	74	120	65	0,23	26		0,09	10	135	1	0,00	1,70	200,47	#ДЕЛ/0!	9,53	0,96					
4	1348	0	30	63,34		2	43,19	26	74	130	65	0,23	26		0,07	10	125	1	0,00	1,71	215,41	#ДЕЛ/0!	10,19	0,96					
5	1550	0	30	48,47		2	37,03	26	74	140	68	0,24	26		0,05	10	108	1	0,00	2,23	251,25	#ДЕЛ/0!	9,09	0,98					
6	1700	0	40	55,53		2	33,57	27	74	160	70	0,24	26		0,05	15	95	2	0,00	2,59	277,15	#ДЕЛ/0!	8,62	0,99					
7	1850	0	50	64,5		2	30,75	27	75	180	70	0,24	26		0,06	20	90	4	0,00	2,79	302,56	#ДЕЛ/0!	8,74	0,99					
8	1950	0	50	57,19		2	29,13	27	76	190	75	0,24	26		0,07	30	88	5	0,00	3,15	319,39	#ДЕЛ/0!	8,18	0,99					
9	2200	0	50	47,75		2	27,09	28	77	220	75	0,24	26		0,1	40	72	8	0,00	3,77	343,44	#ДЕЛ/0!	7,35	0,95					

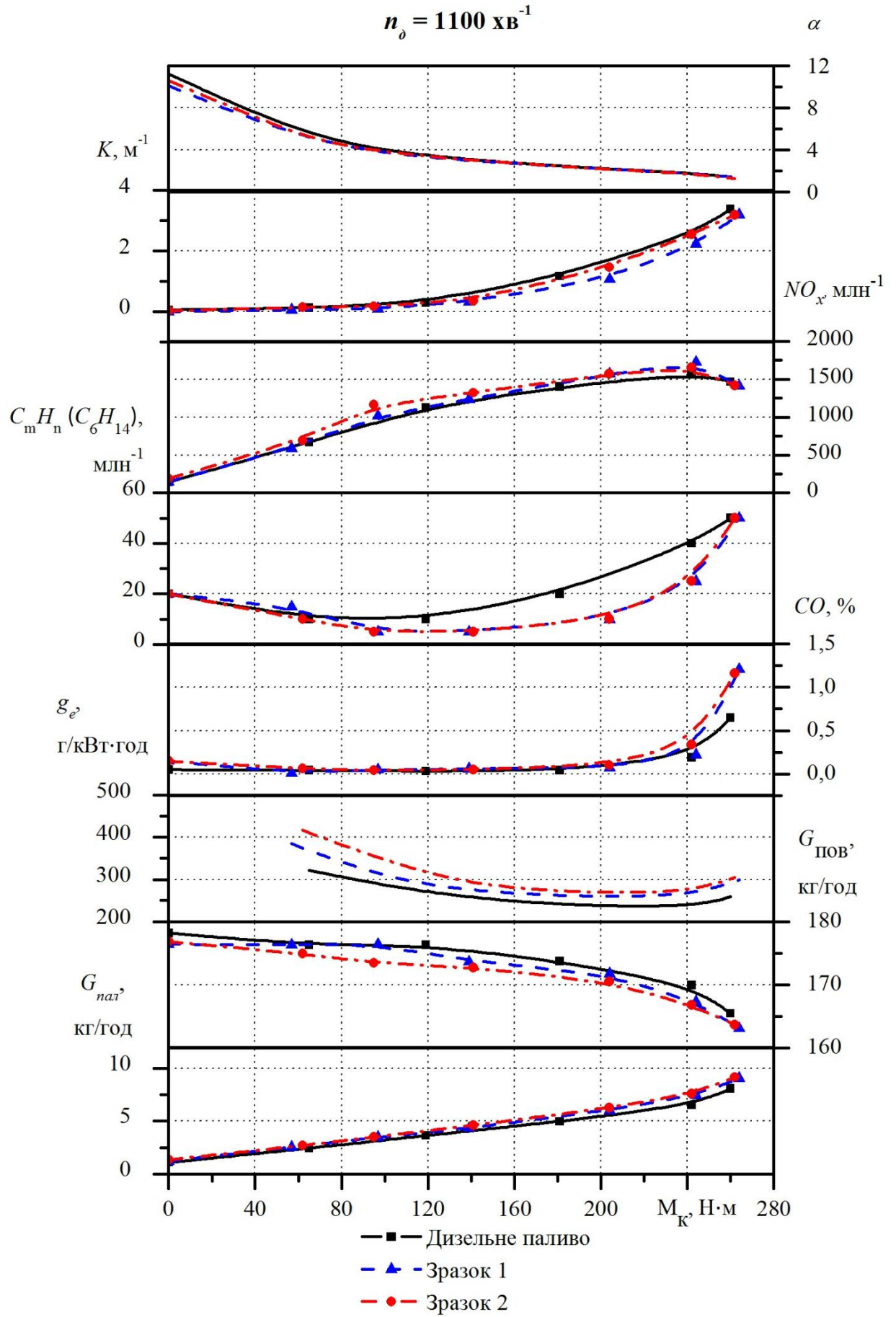
Характеристика холостого ходу дизеля Д-241 при роботі на дизельному біопаливі (Зразок №2)

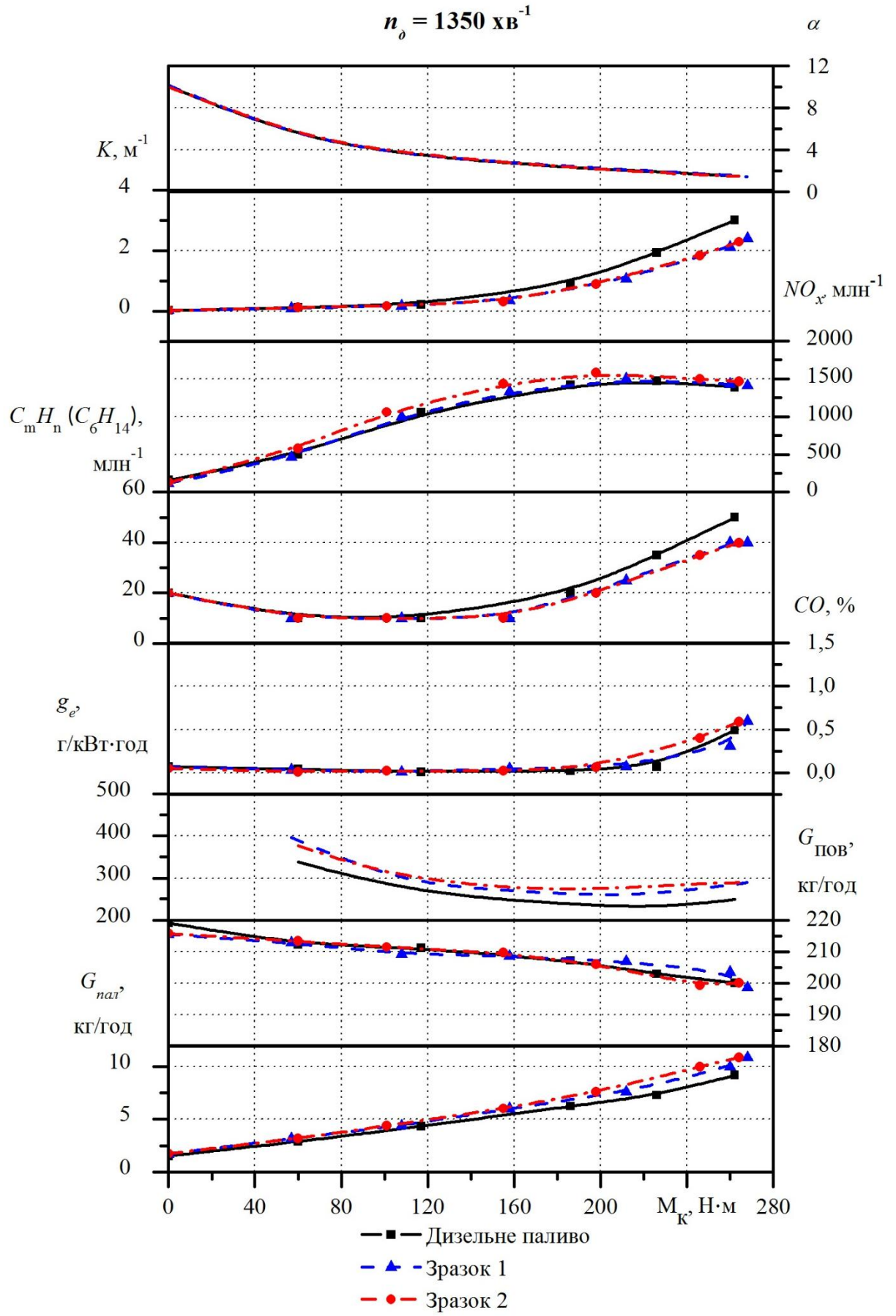
Двигун: Д-243		Атмосферний тиск:		99600 Па														ρ _{пов} =		1,172 кг/м ³	
																		I ₀ =		12,4 кг	
Дата: 14.10. 2009р.		Температура:		23 °С,		296,15 К												V _I =		4,75 л	
																		R _{пов} =		287	
Паливо: MERO1																					

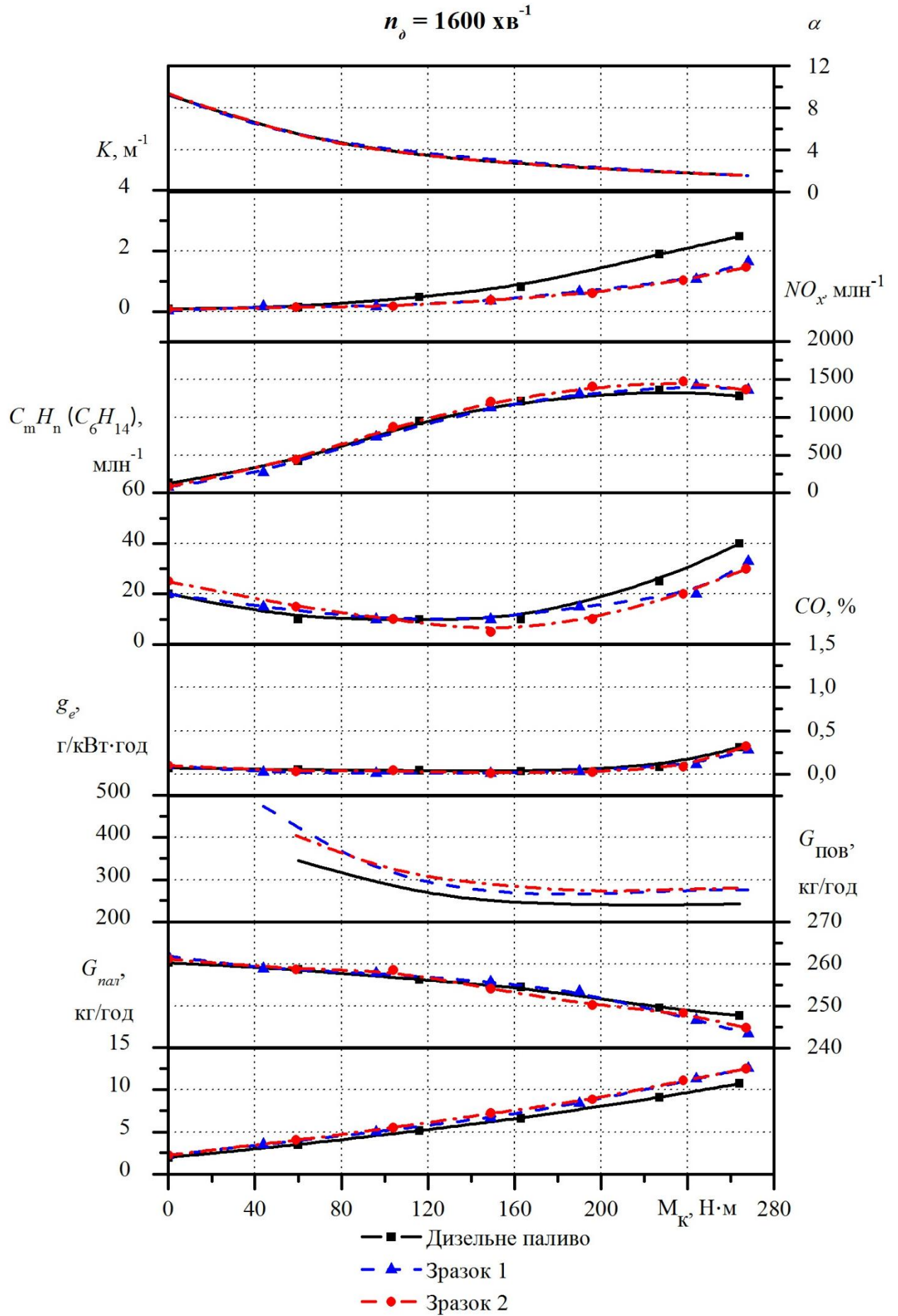
№	n, хв ⁻¹	M _к , Н·м	ΔG _{на} , г	τ _{пал} , с	t _{пал} , °С	ΔV _п , м ³	τ _{пов} , с	t _{пов} , °С	t _{вод} , °С	t _{вг} , °С	t _м , °С	p _м , МПа	θ, °	λ	C _{CO} , %	C _{сн} п, млн ⁻¹	C _{NOx} , млн ⁻¹	N, %	N _е , кВт	G _{пал} , кг/ год	G _{пов} , кг/год	g _е , г/кВт·го д	α	η _v
1	900	0	20	62,15		1	32,37	23	71	140	65	0,22	26		0,18	20	201	1	0,00	1,16	143,71	#ДЕЛ/0!	10,00	0,96
2	1050	0	30	81		1	27,53	23	71	140	65	0,23	26		0,14	10	170	1	0,00	1,33	168,98	#ДЕЛ/0!	10,22	0,96
3	1267	0	20	42,22		1	23,22	23	72	150	65	0,24	26		0,1	10	149	1	0,00	1,71	200,34	#ДЕЛ/0!	9,47	0,95
4	1500	0	50	84,25		1	18,97	23	72	170	65	0,24	26		0,05	10	120	3	0,00	2,14	245,22	#ДЕЛ/0!	9,26	0,98
5	1752	0	50	66,5		1	16,46	23	74	200	70	0,24	26		0,05	20	92	3	0,00	2,71	282,62	#ДЕЛ/0!	8,42	0,97
6	1950	0	50	57,13		1	14,78	23	75	220	70	0,24	26		0,09	30	76	5	0,00	3,15	314,74	#ДЕЛ/0!	8,06	0,97
7	2200	0	50	46		2	27,28	23	77	260	70	0,24	26		0,13	40	67	8	0,00	3,91	341,05	#ДЕЛ/0!	7,03	0,93

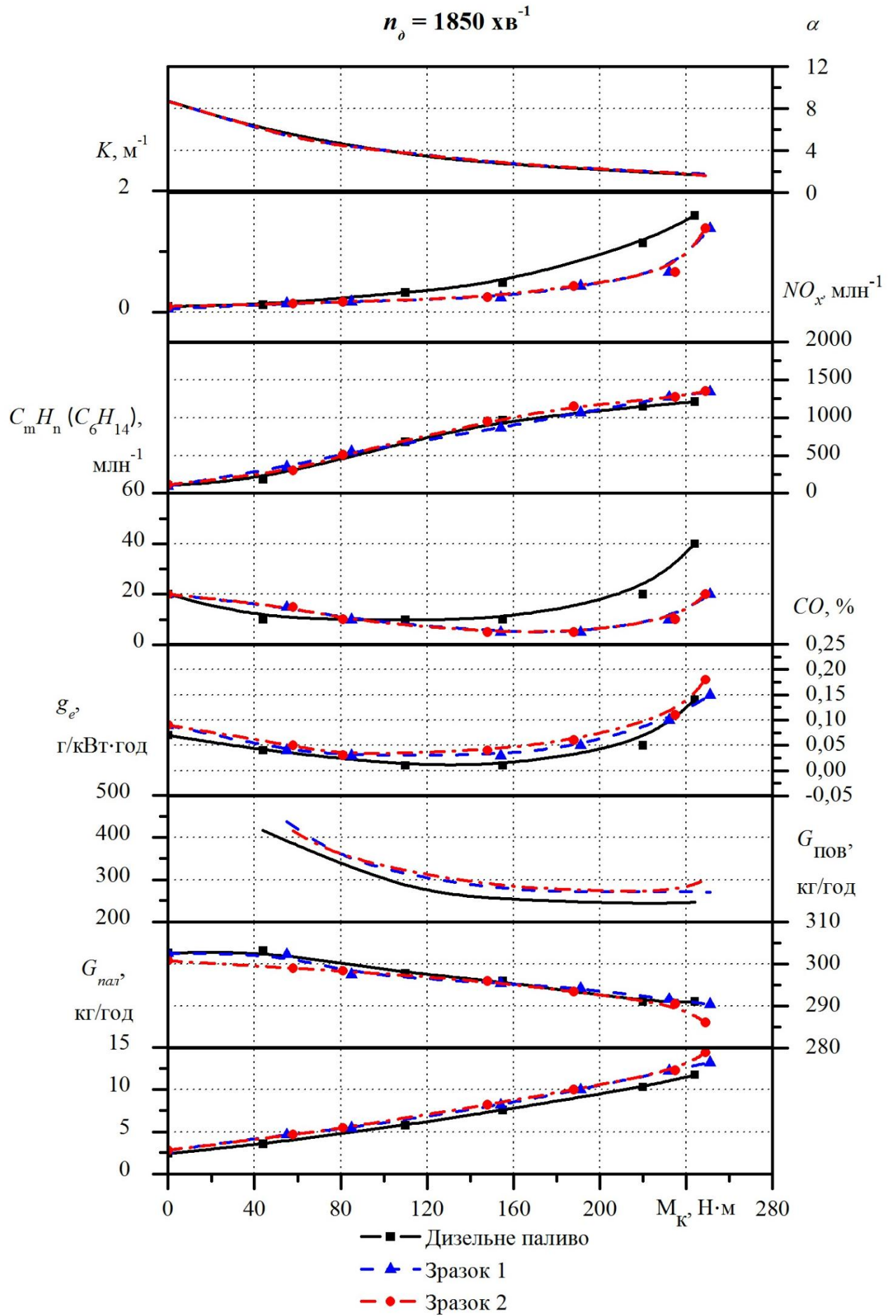
ДОДАТОК Д

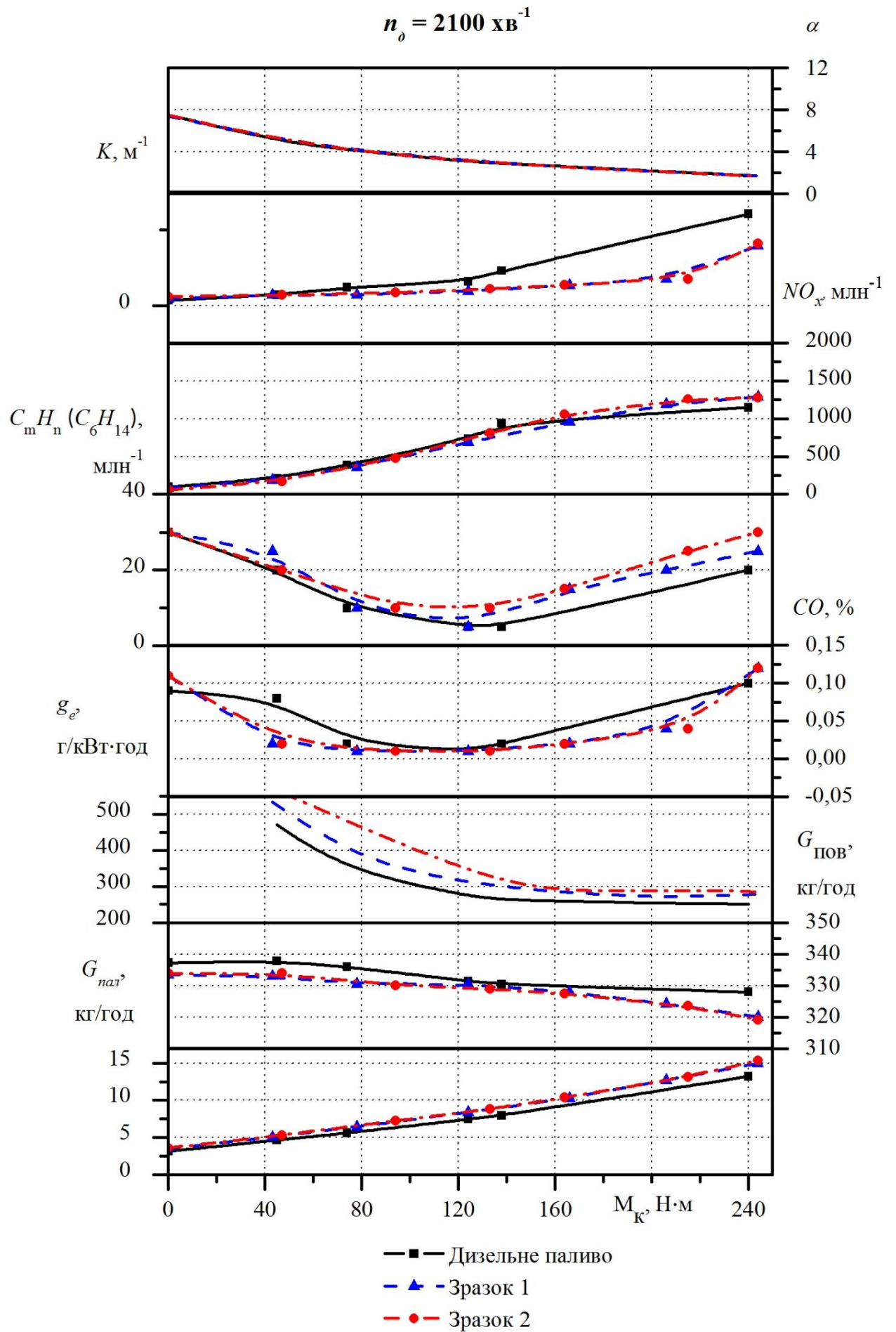
Навантажувальні характеристики дизеля Д-241 при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі двох зразків











ДОДАТОК Е

Програма регресії експериментальних даних

Вхідні данні:

кількість експериментальних точок: $N := 34$ інтервал вимірювання: $i := 0..N$

масив експериментальних даних:

$n := D^{(0)}$	$M := D^{(1)}$	$Y := D^{(2)}$
$n_i =$	$M_i =$	$Y_i =$
1.102·10 ³	0	1.21
1.103·10 ³	57	2.53
1.105·10 ³	97	3.46
1.102·10 ³	139	4.34
1.103·10 ³	204	6.05
1.1·10 ³	244	7.45
1.1·10 ³	264	9.08
1.35·10 ³	0	1.705
1.35·10 ³	57	3.191
1.35·10 ³	108	4.39
1.35·10 ³	158	6.03
1.35·10 ³	212	7.611
1.35·10 ³	250	10
1.34·10 ³	268	10.876
1.602·10 ³	0	2.265
1.599·10 ³	44	3.493
1.601·10 ³	96	5.004
1.597·10 ³	149	6.677
1.602·10 ³	190	8.383
1.602·10 ³	244	11.292
1.59·10 ³	270	12.561
1.85·10 ³	0	2.791
1.855·10 ³	55	4.669
1.85·10 ³	85	5.455
1.85·10 ³	154	8.182
1.85·10 ³	191	10.019
1.85·10 ³	232	12.262
1.85·10 ³	253	13.226
2.099·10 ³	0	3.479
...	...	...

де n - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹; M - відповідний крутний момент двигуна, Нм; Y - вимірювана величина, кг/год.

визначення змінних:

 $x := \text{augment}(n, M)$

незалежна змінна,

 $y := Y$

залежна змінна,

$k := 2$

ступінь поліноміальної функції.

Розрахунок:

регресія експериментальних даних:

$\text{Reg} := \text{regress}(x, y, k)$

$$\text{Reg} = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 1.926 \times 10^{-5} \\ 6.228 \times 10^{-5} \\ -9.901 \times 10^{-3} \\ 0.778 \\ -1.376 \times 10^{-4} \\ 6.928 \times 10^{-7} \end{pmatrix}$$

інтерпретація експериментальних даних:

$f(n, M) := \text{interp} \left[\text{Reg}, x, y, \begin{pmatrix} n \\ M \end{pmatrix} \right]$

визначення многочлена:

$\text{Nterms}(nvar, deg) := \frac{(nvar + deg)!}{deg! \cdot nvar!}$

число змінних:

$\text{Nvars} := \text{cols}(x)$

кількість точок даних:

$\text{Ndata} := \text{rows}(x)$

ступінь поліноміальної функції: $\text{deg} := k$

Програма розрахунку коефіцієнтів поліноміальної залежності:

```

Step(y, Nvar, deg) :=
  for i ∈ 0..deg if Nvar = 1
    yi,0 ← yi,0 + i
  for i ∈ 0..Nvar - 1 if deg = 1
    yi,i ← yi,i + 1
  otherwise
    inc ← Nterms(Nvar, deg - 1)
    for i ∈ 0..inc - 1
      yi,Nvar-1 ← yi,Nvar-1 + 1
    y ← stack(Step(submatrix(y, 0, inc - 1, 0, cols(y) - 1), Nvar, deg - 1), Step(submatrix(y, inc, rows(y) - 1, 0, cols(y) - 1), Nvar - 1, deg))
  y

COrder(Nvar, deg) :=
  yNterms(Nvar, deg)-1, Nvar-1 ← 0
  Step(y, Nvar, deg)

```

$\text{coeffs} := \text{submatrix}(\text{Reg}, 3, \text{rows}(\text{Reg}) - 1, 0, 0)$

Визначення степеню незалежної змінної та відповідного їй коефіцієнт поліноміальної залежності:

$I := \text{COrder}(\text{Nvars}, \text{deg})$

Перевірка адекватності поліноміальних залежностей:

$$Y_{p_i} := \begin{cases} \text{coeffs}_2 + \text{coeffs}_0 \cdot n_i + \text{coeffs}_1 \cdot M_i & \text{if } k = 1 \\ \text{coeffs}_3 + \text{coeffs}_4 \cdot n_i + \text{coeffs}_2 \cdot M_i + \text{coeffs}_5 \cdot (n_i)^2 + \text{coeffs}_1 \cdot (M_i)^2 + \text{coeffs}_0 \cdot n_i \cdot M_i & \text{if } k = 2 \\ \text{coeffs}_6 + \text{coeffs}_7 \cdot n_i + \text{coeffs}_3 \cdot M_i + \text{coeffs}_8 \cdot (n_i)^2 + \text{coeffs}_2 \cdot (M_i)^2 + \text{coeffs}_4 \cdot n_i \cdot M_i + \text{coeffs}_5 \cdot (n_i)^2 \cdot M_i + \text{coeffs}_0 \cdot n_i \cdot (M_i)^2 + \text{coeffs}_9 \cdot (n_i)^3 + \text{coeffs}_1 \cdot (\\ \text{coeffs}_{10} + \text{coeffs}_{11} \cdot n_i + \text{coeffs}_6 \cdot M_i + \text{coeffs}_{12} \cdot (n_i)^2 + \text{coeffs}_3 \cdot (M_i)^2 + \text{coeffs}_7 \cdot n_i \cdot M_i + \text{coeffs}_8 \cdot (n_i)^2 \cdot M_i + \text{coeffs}_4 \cdot n_i \cdot (M_i)^2 + \text{coeffs}_5 \cdot (n_i)^2 \cdot (M_i)^2 + \end{cases}$$

$$m := \begin{cases} 3 & \text{if } k = 1 \\ 6 & \text{if } k = 2 \\ 10 & \text{if } k = 3 \\ 15 & \text{if } k = 4 \end{cases}$$

$$\delta_i = \frac{|Y_i - Y_{p_i}|}{Y_i}$$

$$Y_{\text{cep}} := \frac{1}{N+1} \cdot \sum_{i=0}^N Y_i$$

$$\sigma := \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^N (Y_i - Y_{\text{cep}})^2}{N}}$$

$$J := 2 \quad j := 0..2$$

$$f_2 := 3$$

$$f_2 = 3$$

$$y_{\text{dop}_1} =$$

12.687
12.662
12.461

$$f_1 := N + 1 - m$$

$$f_1 = 29$$

$$y_{\text{cep}} := \frac{1}{J+1} \cdot \sum_{j=0}^J y_{\text{dop}_j}$$

$$S_y := \frac{1}{f_2 - 1} \cdot \sum_{j=0}^J (y_{\text{dop}_j} - y_{\text{cep}})^2$$

$$S_y = 0.015$$

$$S_{\text{ад}} := \frac{1}{f_1} \cdot \sum_{i=0}^N (Y_i - Y_{p_i})^2$$

$$S_{\text{ад}} = 0.05$$

$$F_p := \frac{S_{ад}}{S_y}$$

$$F_T := qF(0.95, f_1, f_2)$$

Модель :=

$$\begin{cases} 1 & \text{if } F_p \leq F_T \\ 0 & \text{if } F_p > F_T \end{cases}$$

$$R := 1 - \frac{\sum_{i=0}^N (Y_{p_i} - Y_i)^2}{\sum_{i=0}^N (Y_i - Y_{сер})^2}$$

$$Y_{p_i} := |Y_{p_i}|$$

$$T := \text{augment}(n, M, Y, Y_p, \delta)$$

Результати розрахунку:

	n	M _k	Y	Y _p	δ
T =	0	1102	0	1.21	1.468
	1	1103	57	2.53	2.318
	2	1105	97	3.46	3.162
	3	1102	139	4.34	4.245
	4	1103	204	6.05	6.375
	5	1100	244	7.45	7.927
	6	1100	264	9.08	8.785
	7	1350	0	1.705	1.855
	8	1350	57	3.191	2.975
	9	1350	108	4.39	4.32
	10	1350	158	6.03	5.954
	11	1350	212	7.611	8.067
	12	1350	250	10	9.773
	13	1340	268	10.876	10.574
	14	1602	0	2.265	2.336
	15	1599	44	3.493	3.369
	16	1601	96	5.004	4.917
	17	1597	149	6.677	6.816
	18	1602	190	8.383	8.565
	19	1602	244	11.292	11.156
	20	1590	270	12.561	12.446
	21	1850	0	2.791	2.895
	22	1855	55	4.669	4.516
	23	1850	85	5.455	5.532
	24	1850	154	8.182	8.334
	25	1850	191	10.019	10.081
	26	1850	232	12.262	12.216
	27	1850	253	13.226	13.391
	28	2099	0	3.479	3.542
	29	2100	43	5.053	4.973
					...

Коефіцієнти регресії

coeffs =

	0
0	1.926·10 ⁻⁵
1	6.228·10 ⁻⁵
2	-9.901·10 ⁻³
3	0.778
4	-1.376·10 ⁻⁴
5	6.928·10 ⁻⁷

Степінь незалежної змінної та відповідний їй коефіцієнт поліноміальної залежності

I =

	0	1
0	1	1
1	0	2
2	0	1
3	0	0
4	1	0
5	2	0

Середньоквадратичне відхилення розрахункових параметрів від експериментальних: $\sigma = 3.722$

Коефіцієнт кореляції: $R = 0.998$

F - критерій Фішера: $F_p = 3.248$

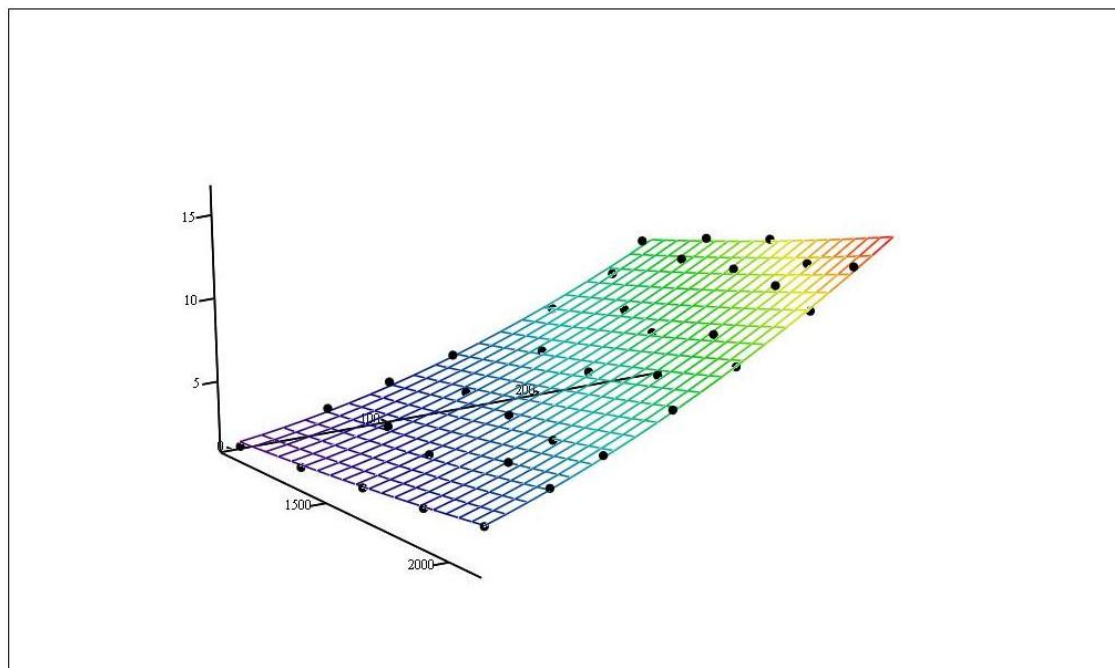
$F_T = 8.62$

Модель = 1

Степінь поліноміальної функції: $k = 2$

1 - Адекватна;
0 - Неадекватна.

$f := \text{CreateMesh}(f, \min(n), \max(n), \min(M), \max(M), 20, 20)$



$f, (n, M, Y)$

ДОДАТОК Є

Довідки про впровадження результатів дисертаційної роботи



ДОВІДКА

директора ІВЕ НАН України
д.т.н. С.О. Кудря
2015 р.

**Про використання результатів дисертаційної роботи Сімоненка В.В. на
тему «Поліпшення екологічних показників міських автобусів
використанням дизельного біопалива»**

Результати досліджень, виконаних за дисертаційною роботою Сімоненка В.В. на тему «Поліпшення екологічних показників міських автобусів використанням дизельного біопалива» дають можливість порівняти паливну економічність та екологічні показники міського автобуса з дизелем при роботі на традиційному нафтовому паливі та дизельному біопаливі (метилові ефіри ріпакової олії).

Наукова та практична цінність результатів дисертаційної роботи полягає у розробленні методики та результатах теоретичних досліджень впливу дизельного біопалива на екологічні та паливно-економічні показники двигуна; уточнення математичної моделі руху автобуса з дизелем в режимі міського їздового циклу при використанні дизельного біопалива, що дозволяє оцінити вплив дизельного біопалива на екологічні та паливно-економічні показники автобуса.

Результати дисертаційних досліджень прийняті до використання у відділі відновлюваних органічних енергоносіїв Інституту відновлюваної енергетики НАН України та можуть бути використані при обґрунтуванні завдань та реалізації програми енергозбереження та використання альтернативних видів палива на транспорті.

В.о завідувача відділу відновлюваних
органічних енергоносіїв ІВЕ НАН України

В.П. Клюс

**ВИКОНАВЧИЙ ОРГАН КИЇВСЬКОЇ МІСЬКОЇ РАДИ
(КИЇВСЬКА МІСЬКА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ)**

КОМУНАЛЬНЕ ПІДПРИЄМСТВО

КИЇВПАСТРАНС



СЛУЖБА ОРГАНІЗАЦІЇ РУХУ

04070, м. Київ, Набережне шосе, 2, тел. 254-66-48, код 24250090,
р/р 2600400032990 в ПАТ КБ "Хрешатик" м. Києві, МФО 300670, код за ЄДРПОУ 24250090

ДОВІДКА

**про використання результатів дисертаційної роботи Сімоненка В.В. на
тему «Поліпшення екологічних показників міських автобусів
використанням дизельного біопалива»**

Результати, отримані в дисертаційній роботі Сімоненка В.В. на тему «Поліпшення екологічних показників міських автобусів використанням дизельного біопалива», дозволяють проаналізувати ефективність використання дизельного біопалива з точки зору зміни показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів автобусів з дизелями.

Практична цінність результатів, отриманих в дисертаційній роботі, полягає в дослідженні впливу дизельного біопалива на паливну економічність та екологічні показники дизеля міського автобуса. Підтверджено, що використання дизельного біопалива, дозволяє суттєво розширити паливну базу автобусів. Встановлено, що при цьому знижуються сумарні викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами, приведені до викидів оксидів вуглецю, при незначному зростанні годинної та питомої витрат палива.

Результати досліджень, викладені в дисертаційній роботі, використовуються для визначення доцільності застосування дизельного біопалива як моторного палива силових установок автобусів в умовах експлуатації на різних маршрутах перевезення пасажирів.

Начальник служби організації
руху КП «Київпастранс»



С.О. Крупка



007960

УКРАЇНА

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

01 010, Київ, вул. Суворова, 1, т.ф. +38 (044) 280 8203, т. +38 (044) 280 8765, e-mail: general@ntu.edu.ua

19 11 15 № 3063/05

на № _____

Довідка

**про використання результатів дисертаційної роботи
Сімоненка Віталія Васильовича**

Основні положення та результати дисертаційної роботи Сімоненка В.В. на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук використовуються при підготовці фахівців за напрямом підготовки «Машинобудування» та «Автомобільний транспорт». Зокрема, у навчальному процесі при вивченні дисциплін «Математичне моделювання технологічних процесів» та «Використання альтернативних палив на ДТЗ» використовуються:

- математична модель руху автобуса за режимами міського їздового циклу згідно з ГОСТ 20306-90 при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі;
- математична модель руху автобуса за режимами запропонованого міського їздового циклу при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі;
- результати експериментальних досліджень дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі;
- результати дорожніх випробувань автобуса ПАЗ-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі;
- методика визначення раціональних експлуатаційних параметрів автобуса при роботі на дизельному біопаливі.

Проректор з навчальної роботи,
професор



О.К. Гришук