НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Захарчук Олег Вікторович

УДК 629.3.07:631.372

ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ПЕРЕОБЛАДНАНИМ З ДИЗЕЛЯ ГАЗОВИМ ДВИГУНОМ

Спеціальність: 05.22.20 — "Експлуатація та ремонт засобів транспорту"

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук

Науковий керівник
Матейчик Василь Петрович,
доктор технічних наук, професор,
завідувач кафедри "Екологія та
безпека життєдіяльності"

Київ – 2013

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

СПГ – стиснутий природний газ;

ЗПГ – зріджений природний газ;

ДП – дизельне паливо;

ВГ – відпрацьовані гази;

ШР – шкідливі речовини;

ГПЗ – газоповітряний змішувач;

ПК – персональний комп'ютер;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

$\Theta_з$ – кут випередження запалювання;

CO – оксиди вуглецю;

C_nH_m – вуглеводні;

NO_x – оксиди азоту.

ВСТУП

Актуальність теми. Загальновідомо, що сільськогосподарська техніка обладнана дизелями, які мають хорошу паливну економічність, є невибагливими в експлуатації та обслуговуванні. Однак зростання вимог до екологічних показників транспортних машин, в тому числі сільськогосподарського призначення, потребує удосконалення їх конструкції, яке забезпечить суттєве зменшення викидів шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами (ВГ).

Як показали попередні наукові дослідження, одним із ефективних способів поліпшення екологічних показників колісних тракторів з дизелями є їх переобладнання для роботи на стиснутому природному газі (СПГ), в тому числі з можливістю роботи на біометані, який є продуктом самого сільськогосподарського виробництва.

Близько половини обсягу всіх виконуваних колісними тракторами робіт складають транспортні роботи, під час виконання яких двигуни працюють на неусталених режимах, а витрата палива та шкідливі викиди суттєво залежать від параметрів керування трансмісією та двигуном.

Тому дослідження впливу параметрів керування трансмісією колісного трактора та переобладнаним з дизеля газовим двигуном на показники трактора під час руху в експлуатаційних режимах є актуальною науково-технічною задачею, яка вирішується в даній дисертаційній роботі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась у відповідності до плану науково-дослідних робіт Луцького національного технічного університету 2007 – 2012 років, а також згідно із держбюджетною НДР «Вдосконалення технології переобладнання дизелів у газові двигуни з іскровим запалюванням», № держреєстрації 0108U001090, під час виконання якої здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і задачі дослідження.

Метою роботи є покращення паливної економічності та зменшення шкідливих викидів колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном під час виконання ним транспортної роботи шляхом вибору доцільних значень параметрів керування трансмісією та двигуном.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються такі **задачі**:

1. Розробка методики оцінювання паливної економічності та екологічних показників колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном в експлуатаційних умовах.

2. Уточнення математичної моделі руху колісного трактора за їздовим циклом, яка дозволяє визначати вплив параметрів керування трансмісією та двигуном на витрату палива і викиди ШР трактора в експлуатаційних умовах.

3. Проведення експериментальних стендових досліджень газового двигуна для отримання необхідних даних для математичної моделі та визначення доцільних параметрів керування двигуном.

4. Проведення експериментальних досліджень колісного трактора з газовим двигуном з заміром показників роботи двигуна і тягово-швидкісних властивостей трактора. Перевірка адекватності математичної моделі руху колісного трактора з газовим двигуном.

5. Визначення доцільних значень параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора в транспортному процесі за критеріями мінімальних питомих витрат палива та шкідливих викидів.

Об'єкт дослідження – паливна економічність та екологічні показники колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном в транспортному процесі.

Предмет дослідження – вплив параметрів керування трансмісією та газовим двигуном на паливну економічність та екологічні показники колісного трактора в транспортному процесі та визначення їх доцільних значень за критеріями мінімальних питомих витрат палива та шкідливих викидів.

Методи дослідження передбачали математичне моделювання руху колісного трактора з газовим двигуном, багатоваріантні розрахунки на персональному комп'ютері (ПК) економічних та екологічних показників колісного трактора в їздовому циклі в залежності від параметрів керування трансмісією та газовим двигуном.

Перевірка адекватності математичної моделі здійснювалась експериментальним методом.

Наукова новизна одержаних результатів.

З використанням розробленої методики оцінювання паливної економічності та екологічних показників колісного трактора з газовим двигуном, в основі якої лежить уточнена математична модель руху трактора в їздовому циклі, встановлено закономірності зміни витрати палива та шкідливих викидів в залежності від параметрів керування трансмісією та двигуном в характерних режимах транспортного процесу.

Вибрано та обґрунтовано доцільні значення параметрів керування трансмісією та газовим двигуном під час розгону колісного трактора та швидкостей усталеного руху в експлуатаційних умовах за критеріями мінімальних питомих витрати палива та шкідливих викидів.

Практичне значення одержаних результатів складають:

- уточнена математична модель руху колісного трактора з газовим двигуном в їздовому циклі, що імітує транспортний процес, і яка дозволяє досліджувати вплив параметрів керування трансмісією та газовим двигуном на економічні та екологічні показники;
- спосіб переобладнання дизеля колісного трактора в газовий двигун з іскровим запалюванням та конструкція такого двигуна. Конструктивні особливості колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном;
- доцільні значення параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора МТЗ-80 в режимах розгону, чим забезпечуються мінімальні витрати палива та шкідливі викиди;

Результати дисертаційного дослідження прийняті до використання лабораторією механізації сільськогосподарського виробництва Волинського інституту агропромислового виробництва для підготовки та проведення випробувань тракторів з переобладнаними з дизелів газовими двигунами, а також використовуються у навчальному процесі Луцького НТУ при підготовці фахівців за напрямами «Автомобільний транспорт» та «Машинобудування».

Особистий внесок здобувача.

Всі основні результати, подані до захисту, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 15 наукових працях. Роботи [85, 97] виконано одноосібно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належить: дослідження особливостей використання СПГ у двигунах, переобладнаних з дизелів [55, 56]; уточнення математичної моделі руху трактора в їздовому циклі, що дозволяє досліджувати вплив параметрів керування трансмісією та газовим двигуном на витрату палива та викиди шкідливих речовин в транспортному процесі [65]; проведення перевірки адекватності математичної моделі руху колісного трактора в транспортному процесі [95]; проведення експериментальних досліджень переобладнаного з дизеля Д-240 газового двигуна [100, 101, 103], спосіб переобладнання дизеля колісного трактора в газовий двигун з іскровим запалюванням та конструкція двигуна, конструктивні особливості колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном [98, 99, 102, 111]; проведення експериментальних досліджень колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном [104, 106].

Апробація результатів дисертації.

Основні положення та висновки роботи були предметом обговорення на:

- XIII міжнародній науково-технічній конференції "Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи" (м. Севастополь, 2010 р.);
- Міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної галузі» (м. Луцьк, 2010 р.);
- III міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Житомир, 2010 р.);
- II Міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (м. Луцьк, 2012 р.);
- наукових конференціях Луцького національного технічного університету (2008 – 2013 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковано у одинадцяти роботах, дев’ять з яких – у фахових виданнях, одна – у матеріалах конференції та у чотирьох патентах України на корисні моделі.

РОЗДІЛ 1

ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ СТИСНУТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ЯКОСТІ МОТОРНОГО ПАЛИВА ДЛЯ АВТОТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ

1.1. Актуальність використання стиснутого природного газу в якості палива для автотракторної техніки

Енергетична безпека України є невід’ємною складовою національної безпеки, необхідною передумовою існування та розвитку держави, яка залежить від внутрішніх ресурсів, балансу імпорту та експорту енергетичних ресурсів, структури їх надходження та споживання, геополітичної стабільності держави. На перше місце постає проблема енергоефективності, тобто, раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів [1].

Десятий рік поспіль у світі загострюються проблеми, пов’язані із суттєвим подорожчанням нафти, вартість якої з початку 1999 зросла вже в понад 10 разів, досягнувши рекордного рівня, що дає всі підстави вважати це проявом глобального вичерпання запасів нафти в умовах стрімко зростаючого попиту на нафтопродукти в усьому світі, особливо в Китаї та Індії [2].

Через зростання попиту на нафту безперервно зростає її дефіцит, який до 2025 р. досягне 16 млн барелів (2,5 млн т) в день. Основним постачальником нафти для нашої держави є Російська Федерація, але в Росії ситуація ускладнюється падінням видобутку нафти після 2010 р. В цей час Росія буде зазнавати дефіциту нафтопродуктів в розмірі до 10 млн т в рік [3].

У зв’язку з критичним подорожчанням нафти проблема забезпечення транспорту енергоресурсами визнана в США, у країнах ЄС та більшості інших країн світу проблемою національної безпеки, для вирішення якої втілюють надзвичайні заходи з розширення використання альтернативних видів палива та підвищення енергоефективності транспортного засобу [2].

Європейська рада і Парламент пропонують країнам-учасницям збільшувати частку альтернативних видів палива наступними темпами (табл. 1.1) [4].

Таблиця 1.1 – Темпи зростання частки альтернативних палив в країнах Євросоюзу

Вид палива	Рік			
	2006	2010	2015	2020
Біопалива, % об. (за енергоємністю)	2	6	7	8
Природний газ, % об.	-	2	5	10
Водень, % об.	-	-	2	5
Всього, % об.	2	8	14	23

В Україні також спостерігається стала тенденція до збільшення попиту на нафту й нафтопродукти. За прогнозними розрахунками, вже у 2030 р. споживання нафти зросте до 24 млн т щороку (проти 15,5 млн т у 2008 р.) [1].

На сьогоднішній день у нашій державі є великий парк колісних транспортних засобів та мобільної сільськогосподарської техніки з дизелями, які працюють на дизельному паливі нафтового походження. Але вартість дизельного палива весь час зростає і погіршується екологічна ситуація в країні. Одним з основних шляхів виходу з цієї ситуації є адаптація дизелів до роботи на альтернативних паливах.

Можливі схеми використання різних видів альтернативних палив в дизелях показані на рис. 1.1.

Найбільш реальними замінниками нафтового дизельного палива (ДП) в даний час є диметилефір (ДМЕ), біопалива, зокрема метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО) та горючі гази (стиснутий природний газ (СПГ) та зріджений нафтовий газ (ЗНГ)). Основні фізико-хімічні властивості цих палив наведені в табл. 1.2.

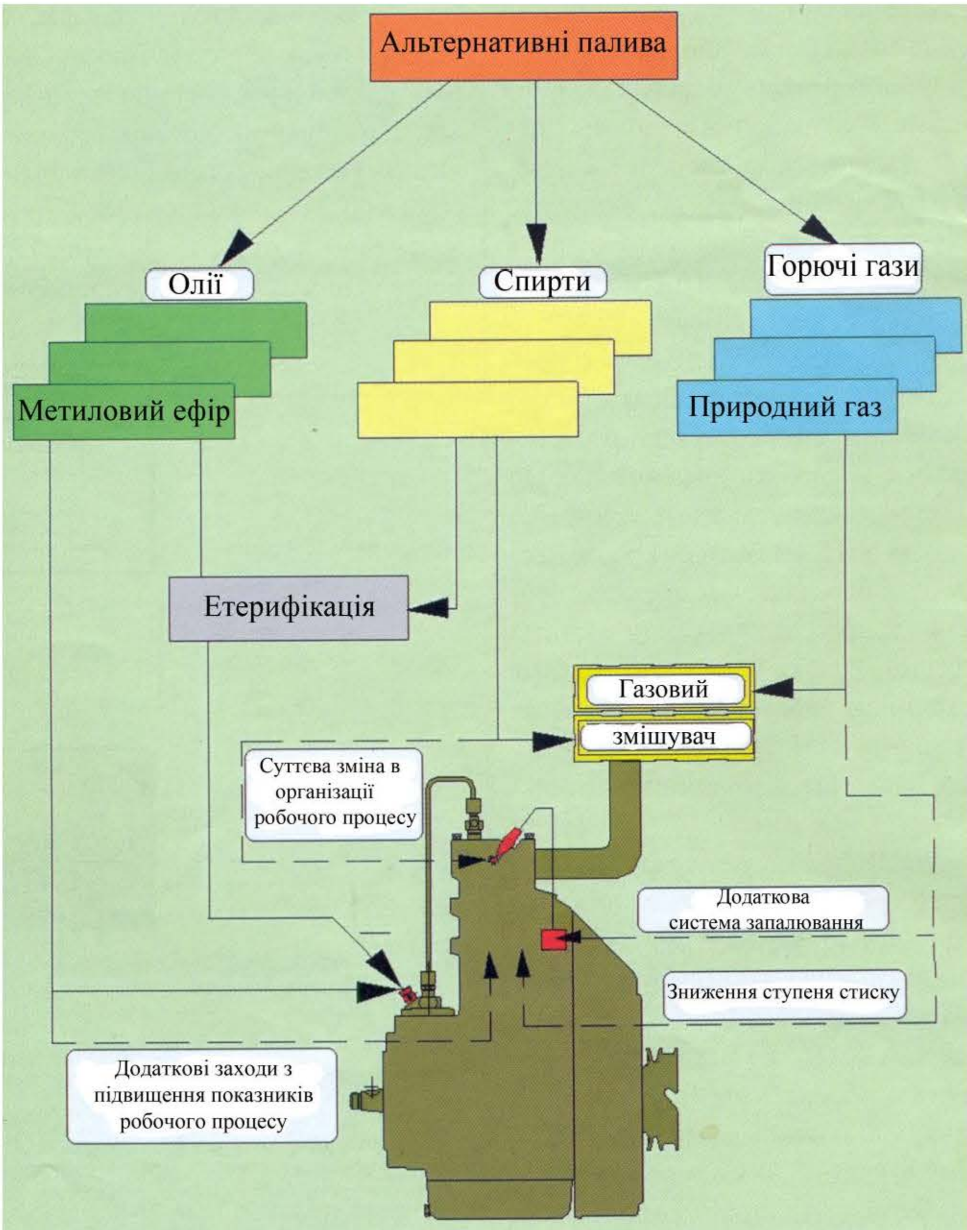


Рисунок 1.1 – Використання різних видів альтернативних палив у дизелях

ДМЕ є перспективним альтернативним паливом для дизелів. Сировиною для його отримання є природний газ. Позитивними якостями є високе цетанове число та повнота згоряння, що забезпечує малий вміст сажі у відпрацьованих газах. Недоліками ДМЕ є в 1,5 рази менша теплота згоряння, що призводить, як показали розрахунки, до збільшення його питомої ефективної витрати під час роботи двигуна приблизно до 50%, низька кінематична в'язкість, а також низькі мастильні властивості. Оскільки ДМЕ виробляється з природного газу, то, очевидно, що його вартість є вищою за вартість газу [5].

Останнім часом все більш широке застосування знаходить біодизельне паливо, яке являє собою метилові або етилові ефіри рослинних олій, найбільш поширеною з яких є ріпакова олія. Застосування біодизеля не вимагає змін в конструкції двигуна. За розрахунками, які підтверджені експериментами збільшення витрати біодизеля складає до 10%, в порівнянні з нафтовим дизельним паливом внаслідок меншої теплоти згоряння, в той же час зменшуються викиди з відпрацьованими газами деяких шкідливих речовин.

Традиційне біодизельне паливо виробляється із застосуванням метилового спирту, який є високотоксичним та небезпечним для здоров'я людей. Це суттєвий негативний фактор з точки зору екологічної безпеки під час виробництва біопалива (особливо в умовах сільськогосподарського виробництва) та його використання, адже через ефекти деструкції можливе виділення з біопалива метилового спирту, особливо при відхиленні від нормальної роботи паливної системи двигуна. Суттєвим недоліком метилового ефіру є те, що він є досить агресивною речовиною по відношенню до матеріалів деталей двигуна (метали, гума) [6, 7].

Україна має дуже перспективну сировинну базу для виробництва біодизельного палива. Валовий збір ріпаку в Україні в 2007 році досяг 1053 тис. тонн, що майже в 21 раз перевищує врожай 2003 року – 50,9 тис. тонн, але практично всю сировину було експортовано до країн ЄС в зв'язку з тим, що виробництво і використання біодизельного палива в Україні без запровадження відповідних фінансово-економічних механізмів стимулювання виробників і споживачів є збитковим (собівартість – 10–12 грн/л) [8].

Таблиця 1.2 – Фізико-хімічні властивості дизельного та альтернативних палив

Фізико-хімічні властивості палив	ДП	СПГ	ДМЕ	МЕРО
Масові частки елементів:				
Вуглець С	87.0	76.0	52.2	77,5
Водень Н	12.6	24.0	13.0	12,0
Кисень О	0.4	0	34,8	10,5
Сірка S	0.2	–	–	0,002
В'язкість кінематична при 20 ^{0}С, мм^2/с	3,8	–	0,22	7,5…8
Цетанове число	45	–	55-60	48…56
Температура самозаймання при р = 1бар, ^{0}С	250	650	235	130
Температура застигання, ^{0}С	–35	–	–	–21
Теплота згоряння нижча H_u, МДж/кг	42,4	50	27,3	37,5
Густина при 20 ^{0}С, кг/м^3	810…890	0,66	660	880

В даний час перше місце в світі по використанню альтернативних палив на транспорті посідає ЗНГ. В США автомобілі, які працюють на цьому паливі (близько 400 тис.) складають близько 90 % всього парку газобалонних автомобілів в цій країні. А число автомобілів в світі працюючих на цьому виді палива перевищує 20 млн. [9].

ЗНГ набув досить широкого застосування через більш прийнятні умови зберігання і заправлення. За нормальних температур (в діапазоні – 20…20 °С) і відносно невисоких тисків (10…20 кг/см^2) він знаходиться в рідкому стані. Це дозволяє зберігати зріджений газ на борту транспортного засобу у відносно легких і компактних ємностях та у кількості, яка забезпечує такий пробіг як і на бензині. ЗНГ має гарні експлуатаційні показники, зокрема октанове число знаходиться в межах 100 одиниць, нижча теплота згоряння близько 45,5 МДж/кг. При використанні ЗНГ як палива двигун має можливість працювати на більш бідних сумішах при $\alpha = 1,1 \ldots 1,3$. Але вартість ЗНГ не на багато менша від вартості бензину. І цей газ отримують під час видобування та переробки нафти в значно менших масштабах у порівнянні з видобутком природного газу. Тому можна очікувати, що ЗНГ і в подальшому будуть використовувати як моторне паливо, але його частка в загальному обсязі споживання палив буде відносно невеликою [2, 10].

Тому одним з найбільш перспективних палив на транспорті є СПГ. Хороші фізико-хімічні властивості природного газу, його значні запаси, розвинута мережа доставки у різні регіони країни магістральними газопроводами та екологічні переваги у порівнянні з традиційними видами палив дозволяють розглядати природний газ як найбільш перспективне та універсальне моторне паливо України XXI ст.

Потреби в природному газі на планеті забезпечені приблизно ще на 70 років. Розвідані світові запаси складають біля 136 трильйонів м^3 [9].

Згідно з інформацією всесвітньої Міжнародної асоціації використання природного газу для газобалонних автомобілів (International Association for Natural Gas Vehicles - IANGV) станом на середину 2007 року кількість автомобілів у світі, які працюють на природному газі, досягла майже 7,0 млн., у тому числі в Аргентині 1,7 млн, Пакистані – 1,6 млн, Бразилії – 1,4 млн. Європейським лідером щодо використання природного газу як моторного палива є Італія (433 тис. автомобілів).

Друге місце в Європі та перше серед країн СНД за обсягами споживання СПГ посідає Україна. За оцінкою фахівців ДП „ДержавтотрансНДІпроект” та ДК „Укртрансгаз” станом на червень 2007 року в Україні на СПГ працювало понад 100 тис. автомобілів, а кількість автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) станом на травень 2008 року налічувала 249 одиниць. Для довідки: в Пакистані – 1606 АГНКС, Бразилії – 1442, Аргентині – 1400, США – 1340, Італії – 558. У Німеччині за програмою будівництва понад 1000 АГНКС уже введено в експлуатацію 700 [2].

Збільшення обсягів використання СПГ може зменшити навантаження на ринок нафтопродуктів України у 2015 році – на 7,8%, у 2030 році – на 14,4%. При цьому, прогнозуються невеликі витрати на модифікацію та переоснащення технічних засобів, швидка окупність відповідних проектів. Прогнозна динаміка використання природного газу в Україні, млрд. $м^3$ показана на рис. 1.2.

Україна має 4 родовища видобутку природного газу, що мали початкові видобувні запаси на рівні 100 млрд. $м^3$ (Шебелинське, Яблунівське, Єфремівське, Західно-Хрестищинське). Але запаси даних родовищ швидко вичерпуються, тому необхідним є освоєння нових покладів ресурсів. Одним з перспективних регіонів для видобутку вуглеводнів є шельфи Чорного та Азовського морів [11].

На даний час основним постачальником природного газу для України є Російська Федерація. За даними літературних джерел видобуток газу в Росії буде зростати [12]. На рис. 1.3 показано прогноз видобутку кам’яного вугілля, нафти та природного газу в Російській Федерації на період до 2020 року [13].

Переведення автомобільного транспорту на СПГ має велике економічне і екологічне значення [14]. Це звільняє ресурси рідкого палива і знижує забруднення повітряного басейну. За підрахунками екологів, у великих містах біля 70% всіх шкідливих викидів в атмосферу приходиться на долю автомобілів [15, 16].

Природний газ в основному складається із метану з домішками інших вуглеводнів та інертних газів. Приблизний склад природного газу характеризується наступними значеннями (% за об’ємом); метан – 85–99; етан – 1,0–8,0; пропан, бутан – 0,5–3; азот – 0,5–0,7; двооксид вуглецю – 1,8 [17].

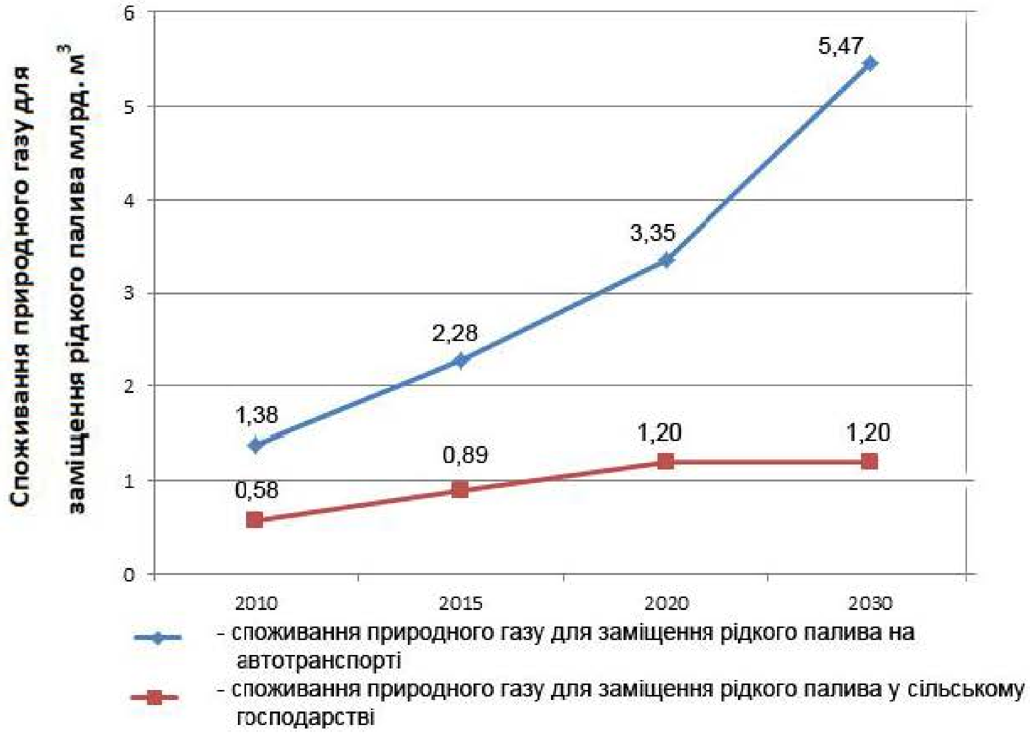


Рисунок 1.2 – Прогнозна динаміка використання природного газу в Україні

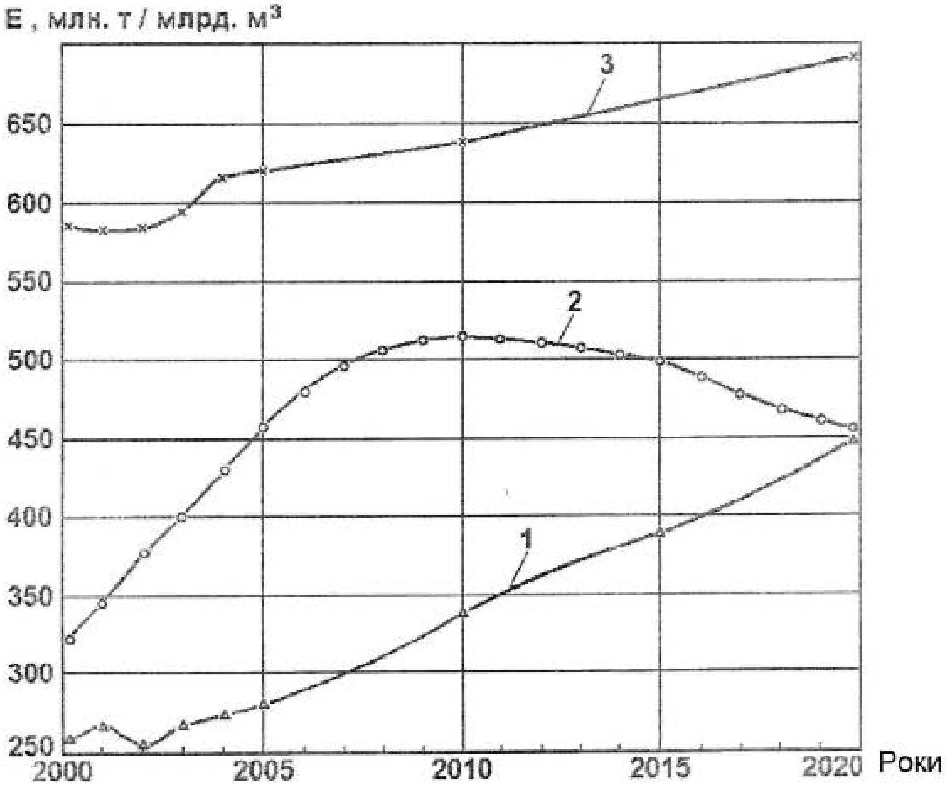


Рисунок 1.3 – Прогноз видобутку кам'яного вугілля (1), нафти (2) та природного газу (3) в Російській Федерації на період до 2020 року

Широке застосування СПГ як моторного палива, пов'язане з рядом переваг в порівнянні з іншими паливами. Високе октанове число (100 – 105) дозволяє використовувати його у двигунах із ступенем стискання 12 – 13 і тому забезпечується вища потужність в порівнянні з двигунами, переобладнаними з бензинових. Вміст токсичних речовин у відпрацьованих газах в 1,5 – 2 рази нижчий у порівнянні з відпрацьованими газами бензинових двигунів. Згоряння метану відбувається у складі бідних паливоповітряних сумішей, що підвищує повноту згорання і обмежує можливість утворення оксиду вуглецю та інших продуктів неповного згорання. Малий вміст вуглецю у молекулі в порівнянні з іншими вуглеводневими паливами забезпечує найнижчий вміст діоксиду вуглецю у відпрацьованих газах (у 1,22 і в 1,34 рази менше в порівнянні з бензином і дизельним паливом відповідно). При використанні СПГ, як правило, збільшується моторесурс двигуна до капітального ремонту майже в 1,5 рази [17]. У порівнянні з дизелем у газовому двигуні з іскровим запалюванням рівень шуму нижчий на 3 – 6 дБ. Під час згоряння газового палива практично не утворюється нагар в камері згоряння. При використанні газового палива виключається змивання масла із стінок циліндрів, що призводить до зменшення витрати оливи і значне збільшення терміну заміни масла.

СПГ як моторне паливо має і ряд недоліків. Найбільш суттєвим недоліком СПГ є низька концентрація енергії в одиниці об'єму, яка майже в тисячу разів менша, ніж у рідкого нафтового палива. Це потребує зберігати газ на борту автомобіля в стиснутому стані (20 – 25 МПа), що призводить до зниження вантажопідйомності автомобіля. Наявність вологи в газовому паливі призводить до обмерзання редуктора газобалонної установки автомобіля і припинення надходження палива в циліндри двигуна. Висока температура займання (600 – 630^{0}С) СПГ у суміші з повітрям утруднює пуск двигуна при низьких температурах навколишнього середовища та вимагає системи запалювання з потужною іскрою. Необхідне розширення мережі автомобільних газонаповнювальних станцій (АГНКС) [18].

Останнім часом чітко прослідковується тенденція до застосування зрідженого природного газу (ЗПГ) для живлення двигунів транспортних засобів в багатьох країнах різними виробниками, насамперед такими передовими автомобілебудівними компаніями як Mack, General Motors, Mercedes-Benz, MAN, Messer, BMW. Та це і зрозуміло, бо використання зрідженого природного газу, з точки зору техніко-економічної ефективності, значно вигідніше ніж стиснутого природного газу [19].

Зберігання природного газу в зрідженому стані на борту колісного транспортного засобу (КТЗ) можливе за наявності кріогенних балонів. З точки зору вагових характеристик КТЗ цей шлях має значну перевагу порівняно зі зберіганням газу в стисненому стані. Однак його реалізація потребує часу для вирішення низки складних технологічних та інвестиційних проблем, пов'язаних із створенням відповідної інфраструктури, виробництвом заправного обладнання та кріогенних балонів для ЗПГ [20, 21].

Незважаючи на вказані недоліки, природний газ розглядається як перспективний альтернативний замінник нафтових палив. Переобладнання транспортних засобів та сільськогосподарської техніки на СПГ є економічно вигідним і дозволить значно зменшити викиди шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами.

1.2. Аналіз способів переобладнання дизелів для роботи на стиснутому природному газі

Значний внесок з дослідження та покращення показників транспортних засобів, які працюють на газовому паливі, внесли такі відомі вчені: Ю.Ф. Гутаревич, М.І. Дикий, Ф.І. Абрамчук, В.П. Матейчик, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, О.М. Кабанов, В.Н. Луканін, А.С. Хачіян, А.І. Гайворонській, К.І. Генкін, В.А. Ліханов, В.І. Єрохов, Г.С. Савельєв та ін.

Одним із ефективних напрямків розширення використання газового палива на автотранспорті є заміна дизелів на двигуни, які працюють на СПГ, що розглядається як ефективний спосіб покращення екологічної обстановки, особливо у великих містах. Конструктивно це здійснюється переобладнанням (конвертацією) дизелів на живлення СПГ за допомогою незначних доробок двигуна.

Створення провідними фірмами світу газових двигунів, які задовольняють найбільш жорстким нормам щодо шкідливих викидів, свідчить про переваги конвертації дизелів в газові двигуни.

Використання у двигунах газових палив відрізняється великою різноманітністю способів організації робочих процесів і конструкцій. Їх можна класифікувати за типом газового палива, особливостями організації процесів сумішоутворення, займання і згоряння, а також за принципом регулювання потужності (рис. 1.4).

Однією з основних ознак класифікації газових двигунів є спосіб займання газового палива. Газові двигуни зазвичай створюються на базі серійних рідкопаливних двигунів. При цьому використання газоподібних палив можливе як у двигунах з примусовим займанням конвертованих (переведених) з бензину для роботи на газовому паливі, так і у двигунах із запалюванням від стиску (дизелях) [22].

Досить поширений спосіб використання газу у великовантажних автомобілях з газодизелями великого літражу. У газодизельних модифікаціях здійснюється одночасне живлення двигуна ДП і СПГ. Обсяг заміщення дизельного палива газом складає від 50 до 90% в залежності від реалізованих конструктивних рішень і режимів роботи двигуна [23].

Газодизельні двигуни створені в таких організаціях як НАМИ, ЦНИДИ, КАДИ, ВНИИГАЗ, СЗПИ та ін., на базі транспортних дизельних двигунів типу ЯМЗ-236, ЯМЗ-240, БелАЗ -584, дизелів 6Ч12,1/15 та ін. У вказаних двигунах забезпечувалась робота як за дизельним так і за газодизельним циклами на СПГ.

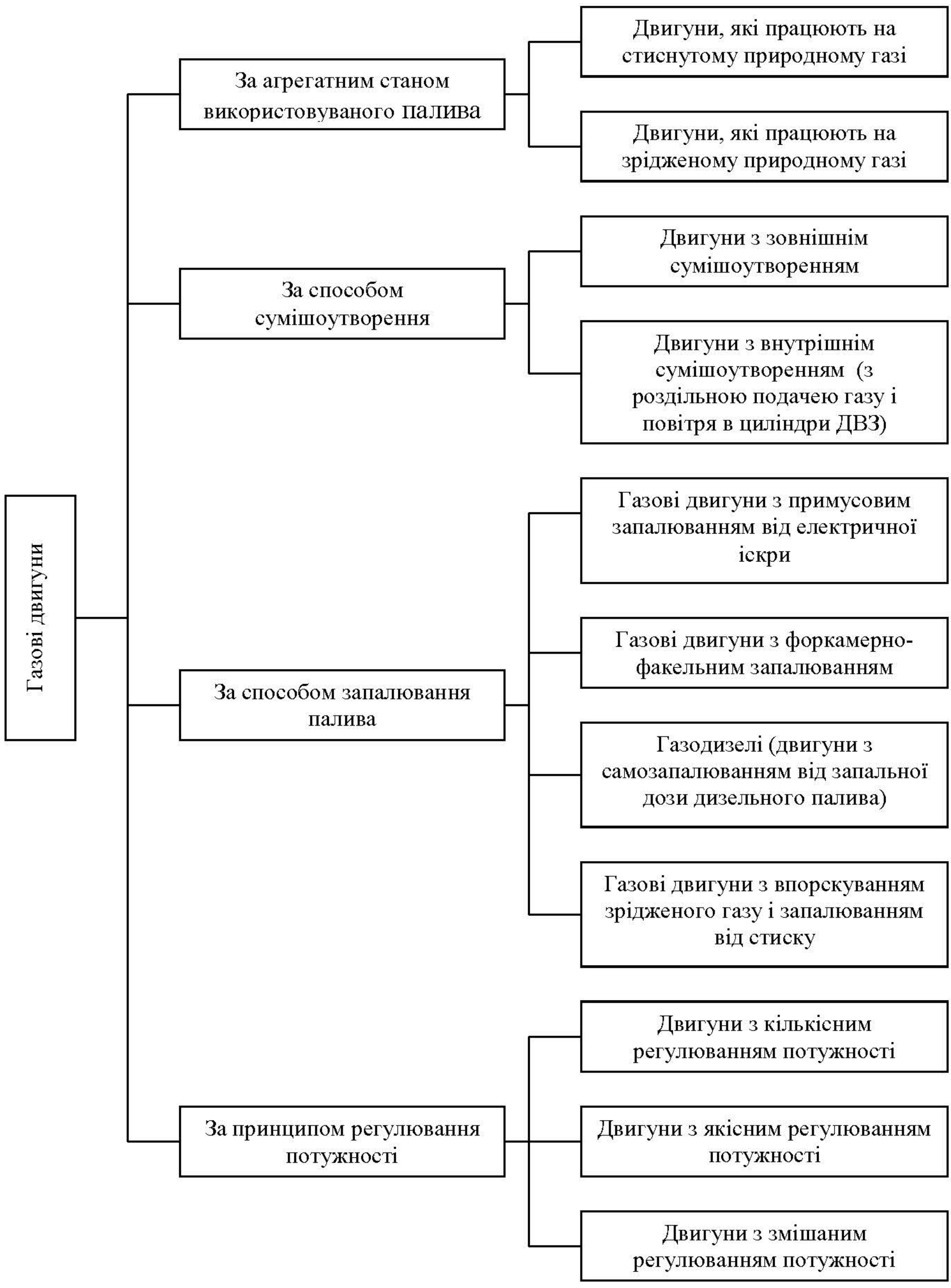


Рисунок 1.4 – Класифікація газових двигунів

В газодизелі ЯМЗ-236 (6Ч13/14) застосовується якісне регулювання потужності шляхом зміни подачі газового палива за допомогою дозатора газу, причому подача повітря не регулюється [22].

В газодизельні двигуни також переобладнуються і пасажирські автобуси, наприклад "Икарус-260", "Икарус-280", ЛАЗ-695НГ, ЛАЗ-42024, ЛиАЗ-52564 та ін. Горківський автомобільний завод свої автомобілі ГАЗ-4301 обладнує газодизельними двигунами створеними на базі дизеля ГАЗ-542.10 [24].

Суттєвою перевагою газодизеля перед дизелем з точки зору екології є зниження викидів твердих часток – в 1,5 – 2 рази, а викиди NO_x залишаються приблизно на рівні з дизелем. При цьому значно збільшуються викиди CO і C_mH_n, це можна пояснити неповним згорянням метану при бідних газоповітряних сумішах, які надходять у двигун на режимах середніх та малих навантажень [23].

Однак надійність роботи газодизеля нижча, ніж дизеля. Це пов'язано з використанням одночасно двох системи живлення, що призводить до ускладнення управління двигуном, а також закоксуванням розпилювачів форсунок за рахунок суттєвого зменшення охолоджувального ефекту від потоку дизельного палива через форсунку [23].

Всебічний аналіз газодизеля і чисто газового двигуна на базі дизеля [25, 38] показує, що кращі економічні, екологічні та вартісні показники має двигун, конвертований з дизеля для роботи тільки на газі.

Тому ще одним досить цікавим напрямком у процесі збільшення використання СПГ в якості моторних палив на рухомому складі автомобільного транспорту є створення на базі транспортних дизелів суто газових двигунів з іскровим запалюванням [26]. Це може покращити екологічну обстановку і збільшити обсяги використання газового палива на автомобілях та автобусах [27]. Даний напрямок дешевший, простіший та ефективніший, так як модернізація базового серійного двигуна дешевша за розробку нової моделі, через те, що базові і основна частина інших деталей не потребують ніяких змін. Щоб переобладнати дизель у газовий варіант, його дообладнують системою запалювання; замість форсунок в головці циліндрів встановлюють свічки запалювання, або форсунки замінюють спеціальними форкамерами [28], які збільшують об'єм камери згоряння; інколи ставлять поршні з більш глибокою камерою згоряння, що теж дозволяє знизити ступінь стискання; встановлюють систему живлення газом. Інколи на переобладнаних двигунах застосовують турбонаддув [19]. Подібні газові двигуни, які створюються на базі дизелів, працюють з меншою жорсткістю, оскільки у них тиск в циліндрах при згорянні робочої суміші наростає більш плавно. Максимальний тиск робочого процесу менший, що зменшує механічне навантаження деталей двигуна. Звідси і більший порівняно з дизелем строк служби його газової модифікації.

В різних країнах світу продовжують займатися розробкою і випуском конвертованих газових двигунів на базі дизелів і двигунів з іскровим запалюванням з великим робочим об'ємом для вантажних автомобілів, міських та магістральних автобусів [29, 30].

В роботі [31] розглядається розробка фірми MAN – двигуни, які працюють на СПГ. Базовим для газового двигуна було прийнято дизельний двигун D28. Двигун 6-ти циліндровий, об'єм складає 11967 см^3, діаметр циліндра 128 мм і хід поршня 155 мм. Ступінь стиску зменшили шляхом розробки нових поршнів із збільшеною камерою згоряння.

Перший газовий двигун (E2866 DUH03), призначений для роботи на стехіометричних сумішах, розвиває потужність 185 кВт. Другий двигун (E2876LUH02) має збільшений об'єм до 12816 см^3 і оснащений турбокомпресором. Двигун призначений для роботи на бідних сумішах і розвиває потужність 228 кВт.

Керування подачею газоповітряної суміші відбувається за допомогою електронної системи живлення. Такий спосіб живлення забезпечує низьку витрату газу, його питома витрата складає 208 г/кВт год. А викиди шкідливих речовин відповідають вимогам Euro 5.

В Європі широко експлуатуються автобуси фірми Scania Omni Link двигуни яких живляться СПГ [32]. Газовий двигун OC960 створений на основі дизельного двигуна DC 903. Двигун рядний шестициліндровий, об'ємом 5960 $см^3$, розвиває потужність 191 кВт при 2000 $хв^{-1}$ і крутний момент 1100 Н·м при 1400 $хв^{-1}$. У двигуні змінені фази газорозподілу і поршні. Завдяки тому, що система живлення і запалення керується електронікою та є турбонаддув з охолодженням повітря, досягнуті високі значення ступеня стиску, тому двигун є досить економічним: питома витрата газу складає 192 г/кВт·год. Шкідливі викиди відпрацьованих газів вкладаються у вимоги Euro 5.

В роботі [33] розглядається конструкція та результати випробувань фірми CUMMINS двигуна на СПГ конвертованого із дизеля. На двигуні використана концепція "двигуна на бідних сумішах" з іскровим запалюванням та зовнішнім сумішоутворенням.

Двигун 6-ти циліндровий, рядний, з робочим об'ємом 5,9 л. Газовий двигун розвиває потужність 143,4 кВт при 2800 $хв^{-1}$. Найбільш високе значення ефективного ККД газового двигуна складає 0,367 при 1800 $хв^{-1}$. Використана електронна система запалювання. Двигун задовольняє нормам ULEV. На рис. 1.5 показана схема електронної системи керування конвертованим двигуном B5.9G.

В роботі [34] розглядається розробка фірми NISSAN газового двигуна на базі дизеля. Газовий двигун одержаний шляхом конвертації дизеля PF6M без наддуву. Двигун рядний, шестициліндровий з розмірами S/D = 150/133, розвиває потужність 173 кВт при 2100 $хв^{-1}$. Ступінь стиску знижено з 18 до 11, в кожному циліндрі розміщені по дві свічки запалювання. Газовий двигун обладнаний газотурбінним наддувом з охолодженням наддувного повітря.

Двигун працює на бідній газоповітряній суміші, викиди NO_x і C_mH_n у нього виявилися настільки низькими, що необхідності в нейтралізаторі відпрацьованих газів не виникло. До того ж рівень шуму в порівнянні з дизелем знизився на 6,5 дБА. При випробовуваннях газового двигуна були отримані значення потужності і максимального крутного моменту базового дизеля. Температура відпрацьованих газів газового двигуна значно вища.

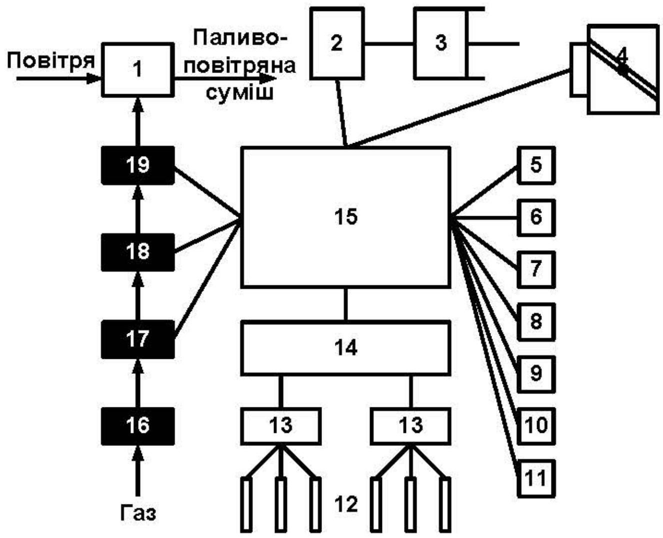


Рисунок 1.5 – Схема електронної системи керування двигуном B5.9G:

1 – змішувач; 2 – клапан перепуску газів мимо турбіни; 3 – виконуючий механізм; 4 – керування холостим ходом; 5 – датчик частоти; 6 – датчик тиску у впускному трубопроводі; 7 – датчик температури у випускному трубопроводі; 8 – датчик тиску на виході компресора; 9 – датчик температури охолоджуючої рідини; 10 – λ-зонд; 11 – датчик положення дросельної заслінки; 12 – свічки запалювання; 13 – індукційні котушки; 14 – модуль запалювання; 15 – блок керування двигуном; 16 – регулятор тиску; 17 – клапан відключення подачі газу; 18 – датчик масової витрати газу; 19 – клапан регулювання подачі газу.

На рис. 1.6 показано порівняння екологічних показників базового дизеля та газового двигуна фірми Nissan.

Фірма Mercedes-Benz виробляє міські автобуси 0405NE і GNE, які працюють на СПГ [35]. На автобусах встановлений 6-циліндровий газовий двигун з іскровим запалюванням M477h, переобладнаний з дизеля OM477h. При цьому внесені такі конструктивні зміни і доповнення: переобладнання на електронну іскрову систему запалювання; зниження ступеня стискання до 12,5; установка 3-х котушок запалювання; застосування свічок запалювання з платиновим покриттям електродів; зміна головки циліндрів і впускного трубопроводу; підвищення термостійкості випускних клапанів; надійне газове обладнання. Вміст балонів 80 л, що достатньо для пробігу 280 – 300 км. Ціна автобуса і експлуатаційні витрати на 12 – 15 % вищі, ніж у дизельного прототипу, однак за величиною шкідливих викидів двигун автобуса відповідає вимогам EURO – 2.

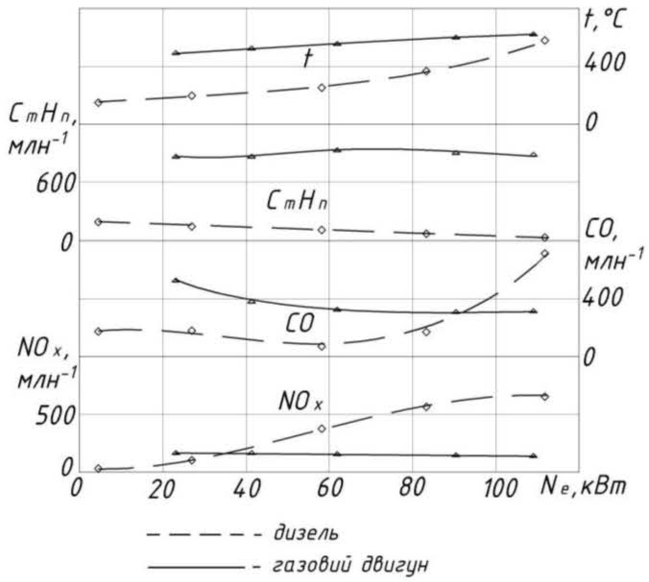


Рисунок 1.6 – Порівняння екологічних показників дизеля та газового двигуна фірми Nissan

Італійська фірма "Iveco" [36] на базі свого шестициліндрового рядного дизеля 8460.21 з діаметром циліндра 120 мм і ходом поршня 140 мм, з газотурбінним наддувом і охолоджуванням наддувочного повітря розробила газовий двигун моделі 8469.21 з іскровим запаленням для вантажних автомобілів і автобусів. Двигун працює при $\alpha = 1$. Ступінь стиску знижений з 17 до 10, замість форсунок встановлені свічки запалення, випускні клапани і їх сідла виконані з жароміцних сталей. Поршні мають порожнини для охолоджування їх маслом. На них встановлені поршневі кільця, що забезпечують знижену витрату масла. Двигун обладнаний електронною системою управління подачею газу з використанням кисневого датчика в системі випуску відпрацьованих газів. Обладнаний триступінчатим нейтралізатором двигун розвиває потужність 190 кВт при 2100 $хв^{-1}$ і максимальний крутний момент 1026 Н·м при 1000 $хв^{-1}$. Під час випробувань одержаний рівень викидів токсичних компонентів: CO = 2,0 г/(кВт·год), C_mH_n = 0,6 г/(кВт·год), NO_x = 2,0 г/(кВт·год) і тверді частки 0,05 г/(кВт·год).

У науково-дослідному автомобільному інституті, що в місті Дельфт (Нідерланди) було переобладнано дизель з турбокомпресором міського автобуса „Orion V”. В результаті газовий двигун Cummins L10–260G працював на газоповітряних сумішах з α = 1,3 – 1,5. Шкідливі викиди такого двигуна набагато менші ніж дизеля і газодизеля. Так викиди CO і C_mH_n зменшились у 2 рази, а NO_x – в 3 рази [37].

Широко виконуються науково-дослідні роботи з переобладнання дизелів у газові двигуни з іскровим запалюванням в Російській Федерації.

Актуальність досліджень газомоторних палив підтверджена дорученням Президента Російської Федерації від 18.10.2004 року № 1686 ГС і дорученням Уряду Російської Федерації від 25.10.2004 року № МФ – П9 – 5799 по розширенню використання газомоторних палив в сільському господарстві [38].

У Московському автомобільно-дорожньому інституті (МАДИ) була виконана робота з конвертації V-подібного восьмициліндрового дизеля КамАЗ-740 з діаметром циліндра 120 і ходом поршня 120 мм в газовий двигун із зовнішнім сумішоутворенням, іскровим запаленням і кількісним регулюванням подачі газоповітряної суміші [23, 37]. Для цього камера згорання в поршні збільшена так, щоб ступінь стиснення знизився з 17 до 12, а отвір форсунки виконаний з розрахунку установки в ньому свічки запалення, яка розташовується поблизу осі камери згорання. У системі впуску встановлений газоповітряний змішувач з дифузором. Після змішувача газоповітряна суміш ділиться на два потоки, які прямують двома впускними патрубками в кожен блок циліндрів. У кожному патрубку розміщений свій дозатор подачі газоповітряної суміші, виконаний у вигляді здвоєних плоских золотників з нерухомою і поворотною пластинами з профільованими прорізами. Поворотні пластини обох дозаторів газу закріплені на загальному валу, на якому встановлений також важіль керування.

Порівняльна характеристика шкідливих викидів дизеля КамАЗ-740 та газового двигуна, переобладнаного в МАДИ наведена в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Порівняльна характеристика шкідливих викидів дизеля та газового двигуна, переобладнаного в МАДИ

Шкідливі викиди г/(кВт год):	Базовий дизель	Газовий двигун
NO_x	15	12,3
C_mH_n	3,4	1,78
CO	4,1	1,84
Тверді частинки	0,4	-

Двигун працює на бідній суміші (α=1,15). Для забезпечення її надійного запалювання застосована система запалення підвищеної потужності і свічки запалення з підібраною тепловою характеристикою. Конвертований газовий двигун має практично такі ж енергетичні і економічні показники як базовий двигун. Однак отримані на дослідному газовому двигуні викиди не задовольняють нормам EURO-2. Це пов'язано з тим, що на двигуні не вдалося реалізувати в повній мірі концепцію двигуна, який працює на бідних сумішах.

У м. Ярославль, науковцями НАМИ, проводилися переобладнання та дослідження газового двигуна, створеного на базі дизеля ЯМЗ 236НЕ2. Двигун оснащувався газовою апаратурою, системою запалювання і мікропроцесорною системою керування [39]. Потужність при частоті обертання 2100 хв$^{-1}$ складає 169 кВт. Максимальний крутний момент при частоті обертання 1200 – 1400 хв$^{-1}$ – 882 Нм. Максимальна питома витрата палива – 0,24 м^3 (метану) на кВт/год.

Система живлення природним газом створювалась з врахуванням використання в перспективі водневого палива. Газовий двигун комплектується високоефективним турбокомпресором і оснащується окислювальною системою нейтралізації відпрацьованих газів. Газовий двигун за викидами шкідливих речовин з відпрацьованими газами забезпечує зниження викидів CO_2 більш, ніж на 25 % в порівнянні з дизелями аналогічної розмірності, і відповідає вимогам Правил ЄЕК ООН рівня ЄВРО–3.

Система живлення з мікропроцесорним управлінням, дозволяє автоматично підтримувати склад паливоповітряної суміші в межах, що забезпечують досягнення якнайкращих показників щодо потужності, паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів, а також високої стабільності регулювань в експлуатації незалежно від стану двигуна і зовнішніх чинників.

В м. Москва була розроблена газова паливна система АГТС «САГА-7Б» призначена для встановлення на автомобіль ЗИЛ-5301 і його модифікації. Це обладнання дозволяє використовувати в якості палива СПГ після конвертації дизельного двигуна. На двигуні ММЗ-245.12 замість форсунок встановлено іскрові свічки запалювання, встановлено безконтактно-транзисторна система запалювання. На впускному колекторі встановлено газовий змішувач СГ-250, а також газові редуктори високого і низького тиску. Дороблена камера згоряння (поршень) і в результаті зменшено ступінь стиску з 15,1 до 12 одиниць. [40].

В роботі [38] проводились стендові дослідження двигуна Д-243 переобладнаного для роботи на СПГ. Дослідження показали, що номінальна потужність газового двигуна (58,8 кВт) є однаковою з потужністю дизеля (58,2 кВт), при цьому забезпечується запас крутного моменту (19 %), який перевищує норматив для тракторного двигуна (15 %). Концентрації CO і C_mH_n з нейтралізатором менші норм Євро – 2, а концентрації NO_x відповідають нормам Євро – 2. А при роботі газового двигуна без нейтралізатора екологічні показники задовольняють вимогам ГОСТ 17.2.02.06-99.

Слід відзначити, що зменшення ступеня стискання у газових двигунів, які розглядались, виконано за рахунок доопрацювання (розточування) камери згоряння в поршні базового дизеля. Однак розрахунково-експериментальні дослідження, проведені у «Науково-дослідному інституті природних газів і газових технологій» (ВНИИГАЗ) [22] під час розробки газової модифікації дизеля КамАЗ-740, показали, що навіть незначні зміни внутрішньоциліндрової геометрії призводять до суттєвих змін протікання процесів тепломасообміну. Оптимізація форми камери згоряння газового двигуна, до якого висуваються сучасні вимоги по екологічних, енергетичних і економічних показниках, є надзвичайно складною науково-дослідною задачею, вирішення якої вимагає серйозних розрахункових і експериментальних робіт.

В нашій державі також розроблені відповідні програми з розширення використання природного газу в якості моторного палива, зокрема галузева програма енергозбереження та впровадження альтернативних видів палива на транспорті на 2006 – 2010 роки, що затверджена наказом Міністра транспорту та зв`язку України від 9 лютого 2006 р. № 114, пунктом 4.6 плану заходів є дослідження та створення дослідного зразка енергоефективного газового двигуна з іскровим запалюванням на базі дизеля.

Тому дослідженнями газових двигунів, переобладнаних з дизелів займаються і українські науковці. Зокрема, в Інституті проблем машинобудування НАН України створений дослідний зразок газового двигуна з іскровим запалюванням на базі тракторного дизеля Д-21А . Ступінь стискання знизили до 9,5 доробкою поршнів. Були проведені стендові випробування [41]. Під час роботи на природному газі досягнута номінальна потужність 18,4 кВт. Приведена паливна економічність на режимі номінальної потужності погіршилась на 11% у порівнянні з базовим дизелем (рис. 1.7). Температура відпрацьованих газів підвищилась по всій зовнішній характеристиці, але є цілком допустимою для надійної роботи деталей камери згоряння. У відпрацьованих газах відсутня сажа та зменшились викиди оксидів азоту і оксидів вуглецю.

У Харківському національному автодорожньому університеті (ХНАДУ) на базі дизеля ЯМЗ-236 створено газовий двигун з іскровим запалюванням. Для цього двигуна розроблено мікропроцесорне керування системами живлення та запалювання [42].

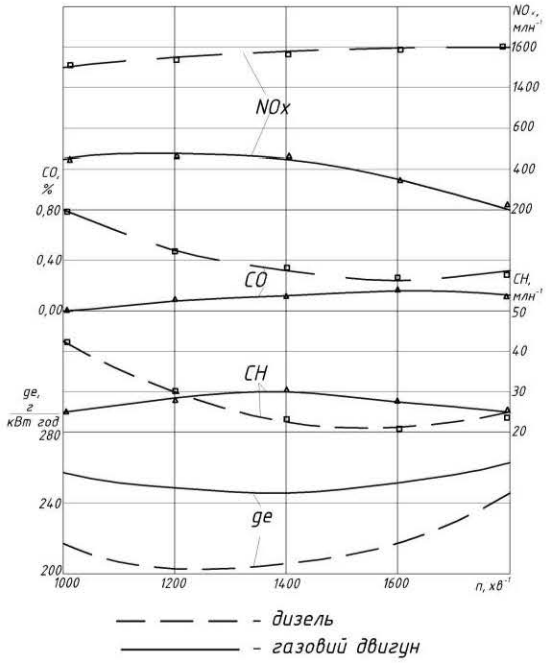


Рисунок 1.7 – Характеристика токсичності та паливної економічності дизеля Д21А та газового двигуна, створеного на його базі (ІПМаш)

Роботу такого двигуна можна забезпечити на дуже бідних горючих сумішах на режимах часткових навантажень. Це дозволить отримати високі екологічні та економічні показники. Однак вартість такого двигуна є досить високою. Створювати такі двигуни можна лише в умовах моторного заводу. Порівняльна характеристика за правилами R49 ЄЕК ООН газового двигуна ЯМЗ-236Г, переобладнаного в ХНАДУ наведена в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Порівняльна характеристика за правилами R49 ЄЕК ООН газового двигуна ЯМЗ-236Г, переобладнаного в ХНАДУ

Шкідливі викиди, г/(кВт год):	Евро 3	Газовий двигун
NO_x	5,0	2,24
C_mH_n	0,66	1,31
CO	2,1	1,45
Тверді частинки	0,1	-

В Луцькому національному технічному університеті серійний чотирициліндровий чотиритактний дизель Д-240 переобладнано для роботи на природному газі [43,44]. Переобладнання дизеля в газовий двигун з іскровим запалюванням і зовнішнім сумішоутворенням виконувалося з мінімальними змінами його конструкції з метою забезпечення можливості відновлення роботи двигуна за дизельним процесом.

Для забезпечення роботи двигуна на природному газі було встановлено серійне газове обладнання та безконтактна електронна система запалювання з індуктивним датчиком, а також зменшено ступінь стискання з 16 до 12 одиниць. Зменшення ступеня стискання газового двигуна забезпечено шляхом встановлення між головкою блоку і блоком циліндрів 3-х прокладок загальною товщиною Δ = 4,5 мм (двох штатних металоазбестових і однієї із листового дюралюмінію між ними).

Експериментальні дослідження переобладнаного з дизеля Д-240 газового двигуна з іскровим запалюванням зі ступенем стискання ε = 12, підтвердили роботоздатність в усьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів з максимальною потужністю більшою на 1,98…4,3% та еквівалентною питомою ефективною витратою палива на 20,5… 25,4% вищою, як у дизеля.

Навантажувальна характеристика газового двигуна та дизеля Д-240 показана на рис. 1.8.

З наведеного аналізу видно, що здійснювалось переобладнання в газові двигуни з іскровим запалюванням для роботи на природному газі переважно автомобільних дизелів. При цьому вносились суттєві зміни в конструкцію двигунів. Зниження ступеня стиску газових модифікацій досягалось розточуванням камер згоряння в поршнях, тобто здійснювалась незворотня конвертація. На таке переобладнання потрібно отримувати дозвіл заводу-виробника двигуна. На переобладнаних з дизелів газових двигунах переважно встановлені складні електронні системи керування паливоподачею та запалюванням, що підвищує вартість переобладнання. Підсумовуючи вищесказане, виникла необхідність оцінити показники колісного трактора з газовим двигуном, конвертованим з дизеля без наддуву, що виготовляється в СНД, і який експлуатується в нашій державі.

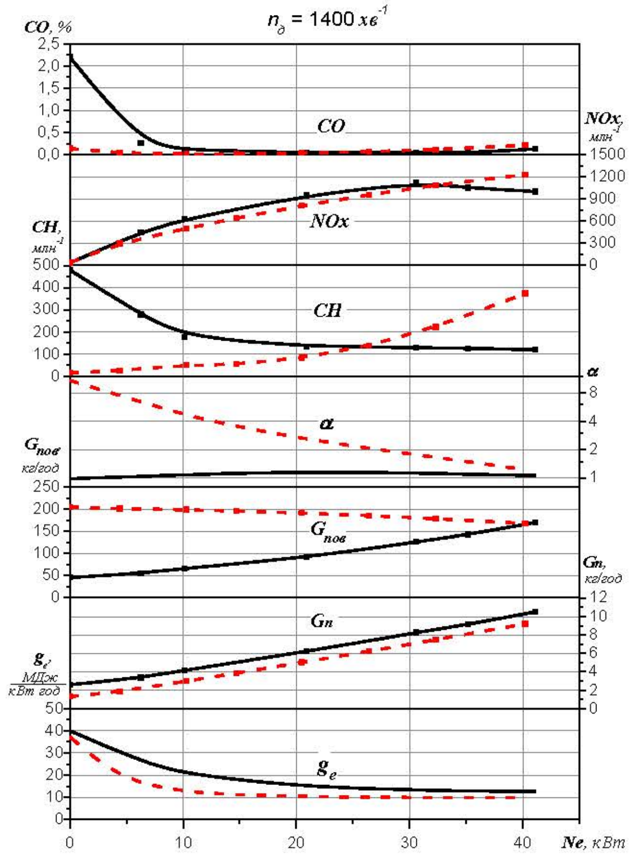


Рисунок 1.8 – Навантажувальна характеристика газового двигуна
та дизеля Д-240:

- газовий двигун
- дизель

1.3. Режими роботи двигунів колісних тракторів в умовах експлуатації

Сучасне сільське господарство характеризується інтенсифікацією виробництва, що призводить до значного зростання обсягу перевезень вантажів. На транспортні процеси припадає до 35% всіх затрат праці і до 40% затрат енергії.

Експлуатація сільськогосподарських колісних тракторів характеризується різними режимами роботи їх двигунів, які залежать від значної кількості чинників різної значимості. Такі трактори виконують широкий обсяг робіт:

польові, транспортні, стаціонарні та ряд інших. Кожна з цих робіт відрізняється навантаженням двигуна, тривалістю виконання і відсотком використання трактора на даній роботі.

Завантаженість двигунів колісних тракторів класу 1,4 за потужністю на окремих видах робіт наведена в табл. 1.5.

Таблиця 1.5 – Ступінь завантаженості двигунів тракторів класу 1,4 за потужністю

Вид роботи	Завантаження двигуна за видами робіт, %
Оранка	72
Посів:	
зернових	81
квадратно-гніздовий	66
Транспортні роботи	50
Середній ступінь завантаження двигуна	69

Як видно з цієї таблиці, найменше завантаження двигуна за потужністю приходиться на транспортні роботи.

Виконано аналіз використання колісних тракторів сільськогосподарського призначення на різних видах робіт. Як видно з рис. 1.9, найбільший відсоток використання колісних тракторів від річного об'єму робіт в Україні відповідає транспортній роботі [45, 113]. Це зумовлено тим, що трактори протягом року значний час вільні від польових сільськогосподарських робіт.

Тракторний транспорт виконує 65 – 75% внутрішньогосподарських перевезень і незамінний в умовах бездоріжжя та польових умов у непогоду. Колісні трактори раціонально використовувати як технологічний транспорт (перевезення сіна, транспортування і розкидання рідких та твердих добрив, підвезення насіння до посівних агрегатів). Ефективності використання тракторів на транспортних роботах сприяє великий діапазон швидкостей, що дає змогу колісному трактору рухатися зі швидкістю збирального агрегату (повільно) і не заважати руху інших транспортних засобів на дорозі.

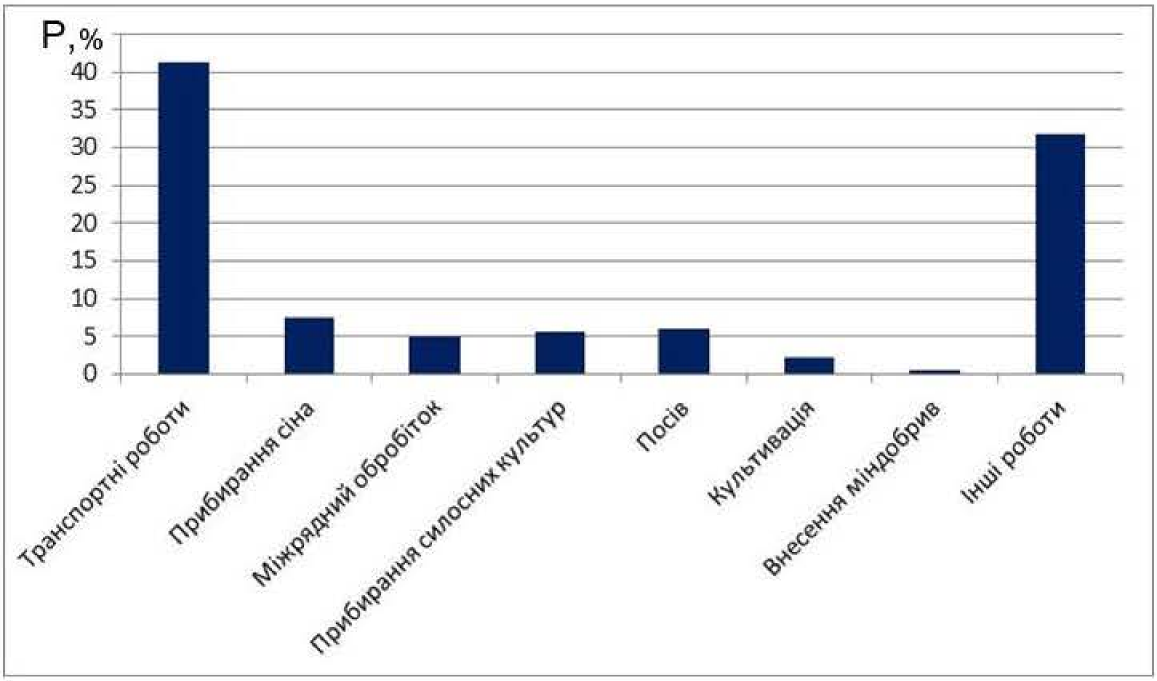


Рисунок 1.9 – Розподіл різних видів робіт під час експлуатації колісних тракторів

Із наведених даних можна зробити висновок, що сільськогосподарські колісні трактори є багатоцільовими машинами широкого профілю, роботи які виконуються ними суттєво відрізняються за енергоємністю. Найбільшу частину часу займають відносно малоенергоємкі роботи, властиві сільськогосподарському виробництву, і в першу чергу – транспортна робота.

Поряд із значним розмаїттям робіт, виконуваних колісними тракторами, і пов'язаним з цим високим ступенем нерівномірності та сезонністю завантаженості, слід відмітити значні коливання в режимах експлуатації двигунів, викликані нестабільністю робочих процесів і операцій (часті запуски і тривалі зупинки двигуна, розгін та гальмування, короткочасні перевантаження). Режими роботи ДВЗ поділяють на усталені, при яких їх основні показники з плином часу на міняються, та неусталені, при яких показники (або хоч один з них) змінюються у часі.

Дизелі колісних тракторів в умовах експлуатації більшу частину часу (до 90 %) працюють на неусталених режимах [46]. Аналіз рівняння тягового балансу машинно-тракторного агрегату (МТА) показує, що усталений режим може мати місце тільки у разі рівномірного руху при постійних значеннях зовнішніх опорів. Ці умови під час експлуатації колісних сільськогосподарських тракторів практично не виконуються через нестабільність багатьох чинників і, в першу чергу, моменту опору при роботі МТА.

При виконанні транспортних робіт тракторний дизель працює в таких же умовах, як двигун автомобіля. Досвід експлуатації двигунів вантажних автомобілів показав, що на розгін автомобіля припадає 54 – 59 %, гальмування 31 – 35 %, і на усталений рух тільки 15 – 20 % від загального часу експлуатації. При русі по ґрунтовим дорогам автомобільні двигуни до 92 – 97 % часу працюють на неусталених режимах [47].

Витрата палива та кількість шкідливих викидів з відпрацьованими газами транспортних засобів в значній мірі залежать від режимів роботи двигуна в експлуатаційних умовах.

Оскільки неусталені режими значно поширені під час виконання колісними тракторами транспортної роботи, то це може бути причиною підвищених викидів в атмосферу продуктів неповного згоряння.

Встановлено, що у разі різкої подачі палива в камери згоряння автомобільного бензинового двигуна (розгін) спостерігається збільшення витрати палива та викидів ШР: оксидів вуглецю CO в 2,0…2,5 рази, вуглеводнів C_mH_n в 2,0…3,0 рази та деяке зниження викидів оксидів азоту NO_x на 10…15 %. При малих кутах відкриття дросельних заслінок, не дивлячись на зниження витрати палива, спостерігається деяке підвищення викидів вуглеводнів C_mH_n та зменшення викидів оксиду вуглецю CO та оксидів азоту NO_x [48].

Аналіз режимів роботи двигунів колісних тракторів дозволяє зробити наступні висновки:

1. Розподіл навантажувальних і швидкісних режимів двигуна залежить від виду робіт – польові або транспортні.
2. Транспортні роботи складають приблизно половину всіх виконуваних цими тракторами робіт.

3. Двигуни колісних тракторів під час виконання транспортних робіт, а також більшу частину часу при виконанні польових робіт, працюють на неусталених режимах.
4. Більшу частину часу двигуни колісних тракторів працюють на часткових швидкісних і навантажувальних режимах (особливо під час виконання транспортних робіт).

1.4. Аналіз впливу різних параметрів на показники конвертованих газових двигунів та транспортних засобів

Для забезпечення паливної економічності та хороших екологічних показників автомобілів та мобільної сільськогосподарської техніки з переобладнаними з дизелів газовими двигунами необхідно оптимізувати регулювальні параметри двигуна: склад паливоповітряної суміші та кут випередження запалювання, а також параметри керування трансмісією і газовим двигуном.

Одним із важливих регулювальних параметрів є коефіцієнт надлишку повітря α, який суттєво впливає на ефективні та екологічні показники газового двигуна з іскровим запалюванням.

Робочі процеси двигуна на бензині та природному газі в цілому схожі, проте їх показники значно відрізняються і цим обумовлюють різні характери регулювань. Слід відмітити, що в газових двигунах запалювання і стійке горіння газоподібних палив можливе при більш високих, ніж в бензинових, коефіцієнтах надлишку повітря α. Так, при згорянні бензинів гранично-допустима межа складає 0,65 – 1,1; для природного газу 0,65 – 2,0. Тому газоподібне паливо в більшій мірі, ніж бензин, підходить для роботи двигуна на бідних сумішах і ці суміші можна спалювати з більшою паливною економічністю [22]. Індикаторний ККД бензинового двигуна при тих же значеннях складу робочої суміші вищий, ніж у газового. Разом з тим максимум

ККД двигуна на газовому паливі відповідає більш бідним паливоповітряним сумішам [49].

Природний газ у порівнянні з дизельним паливом має нижче значення теплоти згоряння паливоповітряної суміші. При використанні газу суттєво зменшується наповнення циліндрів свіжим зарядом. Також у газовому двигуні нижчі значення ступеня стиску і індикаторний к.к.д. Тому для отримання вихідних параметрів у двигуні без турбонаддуву під час переходу на живлення природним газом необхідно суттєво знижувати коефіцієнт надлишку повітря. Це є основною причиною гіршої економічності газового двигуна в порівнянні з дизелем [23].

В роботі [50] експериментально досліджувався вплив складу суміші на енергетичні, економічні та екологічні показники газового двигуна створеного на базі ЗИЛ-130 з різними ступенями стискання. Отримані дані показують, що з точки зору забезпечення мінімальної сумарної токсичності доцільно працювати на збіднених сумішах, хоча в цих випадках погіршується паливна економічність. Наприклад, для ε=8 збіднення суміші до $\alpha = 1{,}2...1{,}25$ при $n_д = 2000$ хв$^{-1}$ та $\Delta p_к = 20$ кПа дозволяє зменшити викиди NO_x на 13...20 % і, як наслідок, сумарну токсичність на 12...19 %. Питома витрата палива зростає на 3,6...5,1 %. Така втрата економічності прийнятна, оскільки при стандартних регулюваннях системи живлення збільшення ε з 6,5 до 8,0 на даному режимі зменшує витрату палива на 9 %.

В роботі [51] розрахунково-теоретичним шляхом на математичній моделі встановлено, що при живленні природним газом двигун 8Ч 10,0/9,5 (ЗИЛ-508.10) з установочним кутом випередження запалювання (УКВЗ) $10{,}5^{+1}$ витрачає на 1 % менше газового палива, має на 1,4 % менші викиди оксиду вуглецю CO та майже на 1 % менші викиди двооксиду, ніж із значенням УКВЗ 9 градусів, яке рекомендується технічною літературою для випадку роботи на газовому паливі. Разом з тим викиди вуглеводнів C_mH_n зростають на 2,8 %, оксидів азоту NO_x на 5,2 %, але у випадку з NO_x це на 47 % менше, ніж під час роботи на бензині зі стандартними регулюваннями системи запалювання.

Подальше збільшення установочного кута випередження запалювання під час роботи на СПГ поряд із незначним зменшенням витрати палива призведе до збільшення викидів усіх основних ШР, особливо NO_x та C_mH_n.

В роботі [51] досліджувався вплив складу паливоповітряної суміші на основні показники роботи двигуна у разі живлення газовим паливом, при різних регулюваннях системи живлення: зі стандартними регулюваннями системи живлення (α = 1,18) на бідній (α=1,3) та збагаченій (α = 1,02). Як показує аналіз залежностей, при збагаченні паливоповітряної суміші потужність двигуна значно зростає (на 5 – 9,5 %) порівняно зі значеннями за стандартних регулювань системи живлення, але при цьому суттєво погіршується паливна економічність. Зростає годинна (на 12 – 13 %) та відповідно питома витрата палива (на 4 – 9 %). Екологічні показники також суттєво залежать від заданого складу суміші, зокрема оксид вуглецю CO, при збагаченні суміші зростає до 1,7 %, у той час як при стандартних регулюваннях та збідненій суміші цей показник знаходиться на рівні 0,02 – 0,03 %.

В роботі [52] досліджувався вплив на ефективні та екологічні показники газового двигуна переобладнаного з дизеля Д-240 коефіцієнту надлишку повітря. Було відмічено, що для зниження концентрацій шкідливих речовин у ВГ газового двигуна необхідно забезпечити доцільне значення складу паливоповітряної суміші на всіх режимах його роботи. Так для режимів холостого ходу, малих і максимальних навантажень необхідно забезпечувати роботу газового двигуна при α = 0,98…1,08, а на режимах середніх навантажень – при α = 1,1…1,4. Менші значення α доцільно забезпечувати на холостому ході і малих навантаженнях з метою забезпечення стійкої роботи двигуна, а на максимальних навантаженнях – для досягнення більшої потужності.

В роботі [53] експериментально досліджувався коефіцієнт надлишку повітря в газовому двигуні 6ГЧ13/14 з високоенергетичною системою запалювання. Для обраних коефіцієнтів α здійснювався вибір значень кута випередження запалювання, що забезпечують максимальний ефективний ККД η_e. Результати експериментальних досліджень показали, що максимальне значення η_e на режимах мінімальних обертів досягається при α = 1,25. Збільшення коефіцієнта наповнення η_v при n = 2100 хв$^{-1}$ і максимальному навантаженні значення коефіцієнта надлишку повітря складає α = 1,32, що забезпечує найкращу паливну економічність на даному режимі. Таким чином, для отримання найкращої паливної економічності доцільним є забезпечення коефіцієнта надлишку повітря в межах α = 1,25…1,32.

Отже, на основі проведеного аналізу, можна сказати, що оптимальні регулювання системи запалювання та системи живлення двигуна природним газом, забезпечують роботу двигуна з хорошими енергетичними, екологічними показниками та показниками паливної економічності.

На ефективні та екологічні показники газового двигуна з іскровим запалюванням досить суттєво впливає коефіцієнт надлишку повітря. З проведених попередніх досліджень видно, що для покращення показників газового двигуна необхідно забезпечувати доцільне значення коефіцієнта надлишку повітря на всіх режимах роботи окремо для кожної марки двигуна.
Ще одним із важливих регулювальних параметрів є кут випередження запалювання, який також впливає на показники газового двигуна з іскровим запалюванням.

Вагомими чинниками, якими потрібно керуватися при виборі оптимальних значень кута випередження запалювання, є те, що швидкість згоряння газоповітряної суміші менша, а період затримки запалювання більший, ніж бензоповітряної суміші. Важливим є те, що оптимальні значення кута випередження запалювання на газовому паливі на режимі максимальної економічності (α=1,3) більші, ніж на бензині в тому самому режимі (α = 1,1). Кут випередження запалювання газового двигуна повинен бути збільшений до оптимального значення, яке повинно бути визначене з достатньою точністю та науково обґрунтовано [54]. Слід відзначити, що в умовах експлуатації найдоступнішим способом, який дозволяє змінювати кут випередження запалювання – є регулювання його установочного значення. Також бажано використовувати спеціальні свічки запалювання для газових двигунів.

В роботах [52, 55, 56] обґрунтовано значення ступеня стискання (конструктивний параметр) у випадку переобладнання дизеля Д-240 для роботи на природному газі в межах $\varepsilon = 11 \ldots 12$, при яких газовий двигун розвиває потужність близьку до потужності дизеля, а максимальні тиски в циліндрі не перевищують тисків, характерних для двигунів з іскровим запалюванням. Проведено порівняльну оцінку екологічних показників переобладнаного газового двигуна і базового дизеля за режимами циклу ESC, який найбільш повно відображає реальні експлуатаційні режими. Показано, що сумарна токсичність, зведена до CO, газового двигуна у 1,83 рази менша ніж у дизеля через відсутність у ВГ газового двигуна твердих часток та нижчих питомих викидів C_mH_n і NO_x.

Визначено доцільні значення кута випередження запалювання в усьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів газового двигуна за критерієм мінімальної питомої ефективної витрати палива на кожному режимі. Визначено практичний ефект від оптимізації кута випередження запалювання шляхом порівняння навантажувальних характеристик газового двигуна при дослідній та оптимально відрегульованій системі запалювання. При частоті обертання $n_д = 1800\ хв^{-1}$ та ефективному крутному моменті $M_k = 80\ Н{\cdot}м$ при зменшенні кута випередження запалювання на 7° витрата палива зменшується на 3.57 %.

В роботі [57] проведено порівняння екологічних та економічних показників двопаливного двигуна МеМЗ-307 (під час роботи на природному газі) і газового двигуна 4ГЧ7,5/7,35 показало, що використання чисто газового малолітражного двигуна з іскровим запалюванням, у якому реалізована концепція «бідного горіння» палива, впроваджена високоенергетична система запалювання і змішане регулювання потужності, замість двопаливного, працюючого за програмою управління бензинового двигуна без зміни ступеня

стиснення при α =1, забезпечує підвищення ефективного ККД на 5…15 % в залежності від режиму роботи та зменшення середньо експлуатаційних питомих викидів нормованих шкідливих речовин з відпрацьованими газами за випробувальним їздовим циклом NEDC: NO_x – на 86,4 %, CO – на 26,1 %, C_mH_n – на 43,3 %. До того ж, використання високоенергетичної системи запалювання вирішує проблему пуску двигуна в холодну пору року.
Таким чином, оптимізація конструктивних та регулювальних параметрів переобладнаних на газ двигунів дозволяє суттєво покращити їх економічні та екологічні показники.

Основними параметрами, що визначають паливну економічність та екологічні показники транспортного засобу в процесі розгону є кут та швидкість відкриття дросельних заслінок, кінцева частота обертання колінчастого вала двигуна під час розгону, час переключення передач, порядок переключення передач та кінцева передача, яка використовується під час руху. Ці параметри в значній мірі визначають керування зі сторони водія.

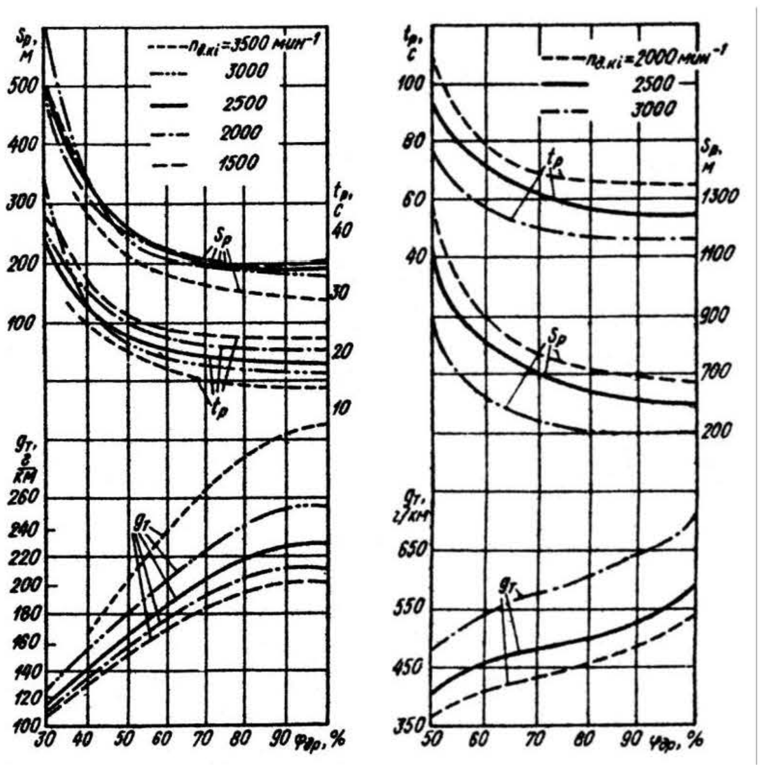
Аналіз впливу передаточних чисел коробок передач на витрату палива наведено в роботі [58]. Методика вибору передаточних чисел трансмісії автомобіля підвищеної прохідності для забезпечення кращих тягово-швидкісних та паливно-економічних показників наведена у роботі [59].

В роботі [60] відбувались узгодження передаточних чисел КП та роздавальної коробки при дослідженні показників транспортних засобів з різними типами двигунів.

В роботі [48] досліджувався вплив параметрів керування двигуном на показники паливної економічності та екологічні показники автомобілів ГАЗ-24 та ЗИЛ-130.

Оптимальними кутами відкриття дросельних заслінок є діапазони близькі до 50% для автомобіля ГАЗ-24, та 60…80% для автомобіля ЗИЛ-130. Частота обертання колінчастого вала при переключенні передач 2200…2500 хв$^{-1}$ (рис. 1.10). Швидкість відкриття дросельних заслінок під час розгону несуттєво впливає на економічні та екологічні показники, однак доцільно переміщати органи керування плавно, так як при різкому відкритті спостерігається деяке підвищення витрати палива та викидів шкідливих речовин. Час переключення передач також несуттєво впливає на показники транспортного засобу. З ростом часу переключення передач спостерігається зменшення витрати палива та викидів шкідливих речовин двигуном, але разом з тим збільшується час та шлях розгону.

Для зменшення витрати палива та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами, необхідно використовувати найбільш високу можливу передачу в даних дорожніх умовах. Однак необхідно не допускати роботу двигуна з низькою частотою обертання, так як це може привести до збільшення зношування двигуна.



а б

Рисунок 1.10 – Вплив кута відкриття дросельних заслінок і частоти обертання колінчастого вала двигуна при переключенні передач автомобіля ГАЗ-24 (а) та ЗИЛ-130 (б) в процесі розгону

З врахуванням витрати палива та продуктивності оптимальна швидкість вантажного автомобіля складає 50-65 км/год і 80-90 км/год для легкових автомобілів [61, 62].

Тому, ще одним завданням для зменшення витрати палива та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами, є визначення доцільної швидкості усталеного руху транспортного засобу.

В роботі [63] досліджувався вплив положення дросельних заслінок та частоти обертання колінчастого вала двигуна в моменти переключення передач на показники автомобіля ЗАЗ-1102. Розрахункові дослідження на математичній моделі з використанням експериментальних характеристик двигуна МеМЗ-245 показали, що оптимальними параметрами керування з точки зору паливної економічності і шкідливих викидів в процесах розгону і в їздовому циклі в цілому є відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}$ = 30…40 % та частота обертання колінчастого вала $n_д$ =2500 хв$^{-1}$ (рис. 1.11). Дотримання оптимальних параметрів керування двигуном дозволяє покращити його паливну економічність на 9,24%.

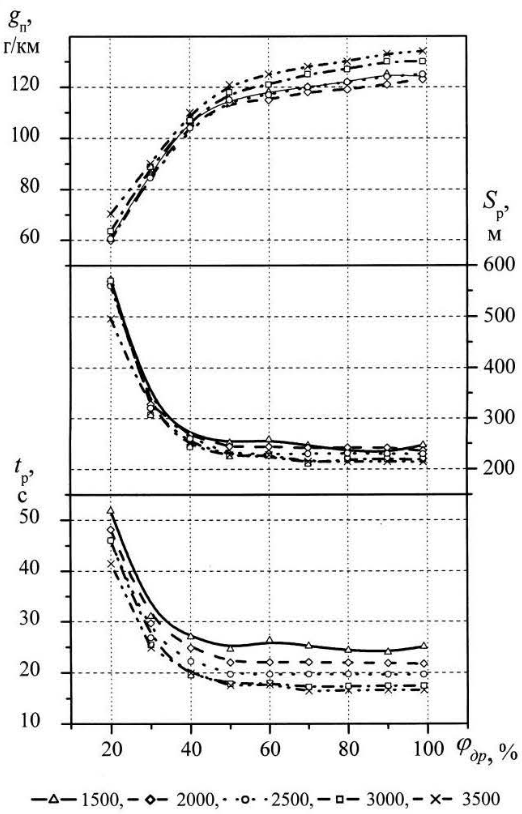


Рисунок 1.11 – Вплив кута відкриття дросельних заслінок і частоти обертання двигуна при переключенні передач на показники автомобіля ЗАЗ-1102 в процесі розгону

Отже, вибором параметрів керування трансмісією та двигуном можна впливати на економічні та екологічні показники транспортних засобів в умовах експлуатації.

Висновки до розділу 1

1. Природний газ є одним з найбільш перспективних моторних палив з хорошими експлуатаційними та екологічними показниками.
2. Одним із способів ефективного використання природного газу на автомобільному транспорті та в сільськогосподарській техніці є переобладнання дизелів для роботи на стиснутому природному газі.
3. Були проведені широкомасштабні дослідження впливу конструктивних параметрів (ступінь стискання) двигунів та їх регулювальних параметрів на показники конвертованих газових двигунів, в тому числі з дизелів. Не виконувались дослідження показників транспортних засобів з переобладнаним з дизеля газовим двигуном з іскровим запалюванням.
4. Приблизно половину всіх виконуваних колісними тракторами робіт складають транспортні роботи. При їх виконанні двигуни працюють переважно на неусталених режимах.
5. Не проводились дослідження впливу параметрів керування трансмісією та двигуном на експлуатаційні показники колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном з іскровим запалюванням.

РОЗДІЛ 2
РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ПЕРЕОБЛАДНАНИМ З ДИЗЕЛЯ ГАЗОВИМ ДВИГУНОМ В ТРАНСПОРТНОМУ ПРОЦЕСІ

2.1. Загальна структура методики дослідження

Оскільки приблизно половину всіх виконуваних колісними сільськогосподарськими тракторами робіт складають транспортні роботи, дослідження впливу параметрів керування трансмісією та газовим двигуном на експлуатаційні показники трактора в транспортному процесі представляє значний інтерес.

В даній роботі в якості методу оцінювання енергетичних, екологічних і тягово-швидкісних показників колісного трактора з газовим двигуном під час виконання ним транспортної роботи обрано комплексний розрахунково-експериментальний підхід. За основу методики був взятий метод визначення шкідливих викидів автомобілів з врахуванням основних експлуатаційних факторів, розроблений проф. Гутаревичем Ю.Ф. та математична модель руху вантажного автомобіля з бензиновим двигуном за міським їздовим циклом [64]. Структура методики дослідження показана на рис. 2.1, згідно з нею планувалися і виконувалися теоретичні та експериментальні дослідження [65].

Над дослідженням проблем паливної економічності та екологічних показників газових двигунів, переобладнаних з дизелів, на даний час працює багато провідних наукових організацій. Як показує проведений у розділі 1 огляд літератури, науковцями вже достатньо повно досліджено характер впливу конструктивних та регулювальних параметрів на основні показники газових двигунів. Однак питанням визначення оптимальних значень параметрів керування трансмісією та двигуном приділялась недостатня увага. Параметри керування значно впливають на паливну економічність та шкідливі викиди двигуна. Тому вибір доцільного порядку переключення передач та кінцевої передачі представляє значний інтерес під час експлуатації мобільної техніки, особливо з переобладнаним двигуном.

Наступним кроком методики є аналіз існуючих їздових циклів і вибір типу їздового циклу для руху колісного трактора згідно з розробленою математичною моделлю. Зараз відомо багато різновидів їздових циклів. Деякі з них були отримані для різних типів автомобілів (з різною вантажопідйомністю чи пасажиромісткістю), для різних режимів експлуатації (міський чи позаміський), з різною метою (для визначення різних параметрів автомобіля).

Для визначення коефіцієнтів поліноміальних моделей, що описують витрати палива і викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах під час роботи двигуна на різних режимах необхідно переобладнати дизель для роботи на газове паливо і провести його експериментальні стендові дослідження із зняттям навантажувальних характеристик та характеристик холостого ходу і з заміром токсичних показників.

Для перевірки адекватності математичної моделі руху трактора необхідне переобладнання колісного трактора для роботи на природному газі і проведення експериментальних досліджень із заміром показників роботи двигуна і тягово-швидкісних показників колісного трактора.

Після внесення необхідних змін та уточнення математичної моделі і визначення коефіцієнтів поліноміальних моделей уточнюється програма для персонального комп'ютера. В разі отримання результатів, які задовольняють поставленим цілям, виконуються розрахункові дослідження з визначенням доцільних значень параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора.

Рисунок 2.1 – Загальна структура методики дослідження

На основі проведених досліджень розробляються і вибираються рекомендації стосовно доцільності переобладнання дизеля колісного трактора для роботи на СПГ.

2.2. Обґрунтування вибору їздового циклу для оцінки паливної економічності та екологічних показників колісного трактора з газовим двигуном

В пункті 1.3 розділу 1 встановлено, що приблизно половину всіх виконуваних колісними тракторами робіт складають транспортні роботи. Тому одним з основних питань, яке вирішувалось при розробці методики оцінювання паливної економічності та екологічних показників колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном в транспортному процесі, було вибір та обґрунтування їздового циклу, який найбільш точно буде імітувати режими руху колісного трактора з газовим двигуном в транспортному процесі.

Було визначено, що режими роботи колісних тракторів різноманітні і залежать від характеру експлуатації та виду виконуваних робіт. Характерними режимами роботи двигуна в транспортному процесі є: робота двигуна в режимі холостого ходу, рушання колісного трактора з місця та розгін з переключенням передач, рух з усталеною швидкістю на певній ділянці та сповільнення в режимі примусового холостого ходу або з від’єднаним двигуном від трансмісії. Кожний з перерахованих режимів характеризується різними витратами палива та відмінностями процентного вмісту токсичних компонентів у ВГ. Тобто режими руху колісного трактора під час виконання ним транспортної роботи є подібними до режимів руху автомобілів.

Експлуатаційні режими ДТЗ характеризуються явно вираженою циклічністю. В міських умовах необхідність частих зупинок та руху в насиченому транспортному потоці призводить до збільшення частки неусталених режимів (розгін – сповільнення) та обмеження швидкостей сталого руху. Для руху ДТЗ за містом також характерна циклічність, але сполучення режимів відрізняється від міських. Циклічність руху використовувалася багатьма дослідниками для спроби узагальнення режимів роботи ДТЗ та переставленні їх у вигляді їздових циклів [48, 66 – 73]. З результатів цих досліджень слідує, що структура їздових циклів суттєво впливає на показники властивостей ДТЗ [74].

Найбільш об'єктивні дані про показники роботи автотранспортного засобу можна отримати шляхом замірів його показників під час руху за їздовими циклами. Їздові цикли містять усталені та перехідні режими у широкому діапазоні роботи двигуна, що дає можливість досить точно та повно визначити велику кількість його вихідних параметрів. На сьогодні відомо багато різновидів їздових циклів. Всі вони були отримані в результаті вивчення режимів руху автомобілів в конкретних містах з врахуванням умов експлуатації, типу транспортного засобу та багатьох інших факторів. Одним з цих факторів є тип двигуна, що встановлюється на транспортному засобі – дизель або бензиновий двигун [75].

Перші дослідження по використанню математичних моделей двигунів для оцінки економічності і токсичності автомобілів під час руху за їздовим циклом були проведені в МАДИ [76] та в НАМИ [77].

В наукових установах ЦНИАП (рис. 2.2) та ФНИКТИД (рис. 2.3), були розроблені їздові цикли для визначення паливної економічності вантажних автомобілів. Ці їздові цикли включають найбільш характерні режими, вони є простими для імітації під час проведення експериментальних досліджень [78, 48].

Рисунок 2.2 – Їздовий цикл ЦНИАП для випробування автомобілів на паливну економічність

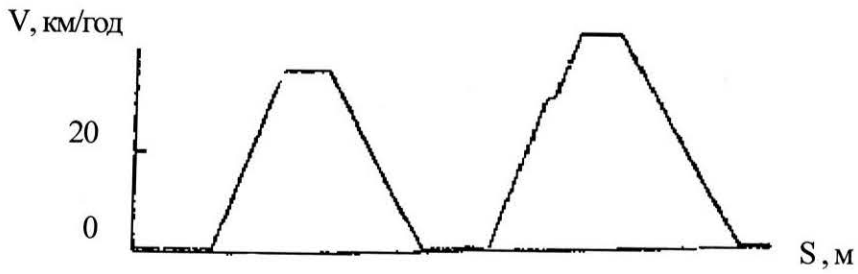


Рисунок 2.3 – Їздовий цикл для визначення паливної економічності вантажних автомобілів, запропонований ФНИКТИД

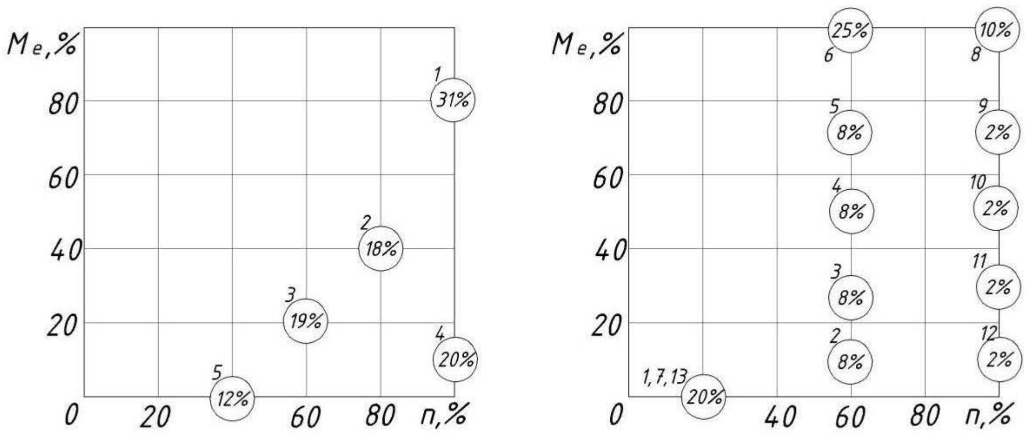
Більш складні їздові цикли розроблені для випробування автомобілів, зокрема легкових, на викиди шкідливих речовин в європейських країнах, США, Японії та ін. [79].

У Німеччині розроблений п'ятирежимний випробувальний цикл, що стосується двигунів сільськогосподарської техніки (рис. 2.4, а). Основним режимом цього циклу (31% часу роботи) є режим з номінальною частотою обертання і високим навантаженням (близько 85% від повного навантаження). Досліджується і режим холостого ходу при частоті обертання колінчастого валу $n = 0{,}4\ n_{ном}$ (12% часу роботи). Цей цикл не узаконений, але у ряді випадків він використовується для оцінки токсичності дизелів сільськогосподарських тракторів [80].

У Європі дизельні двигуни вантажних автомобілів вантажопідйомністю більше 3,5 т до 2000 р. випробовувались в стендових умовах на сталих режимах, відповідних режимам 13-ступінчастого циклу ECE R49 (рис. 2.4, б) [80, 81]. Цей випробувальний цикл включає 13 сталих режимів: три режими холостого ходу з мінімальною частотою обертання колінчастого вала двигуна $n = 0{,}25\text{-}0{,}3\ n_{ном}$ (всього 25% часу роботи), п'ять режимів (10, 25, 50,75, 100% навантаження) навантажень при номінальній частоті обертання $n_{ном}$ і п'ять режимів (10, 25, 50, 75, 100% навантаження) навантажень при частоті обертання $n_{Mmax}=0{,}6\text{-}0{,}7\ n_{ном}$, відповідної максимальному крутному моменту двигуна. Частка номінального режиму складає 10% від загального часу роботи двигуна. В кінці кожного з режимів тривалістю 10 хв. визначаються середні значення концентрацій NO_x, CO, C_mH_n, $ТЧ$ у ВГ і ефективна потужність N_e.

При оцінці інтегральної токсичності ВГ двигуна на режимах такого 13-ступінчастого циклу на кожному режимі визначаються концентрації у ВГ токсичних компонентів і розраховуються їх годинні масові викиди. Отримані значення шкідливих викидів підсумовують за весь цикл по кожному компоненту і потім розподілом на умовну середню потужність дизеля за випробувальний цикл визначають питомі викиди шкідливих.

Отримані значення питомих викидів токсичних компонентів, віднесені до одиниці виробленої потужності порівнюються з гранично допустимими нормами [83].



а б

Рисунок 2.4 – Стаціонарні цикли, що використовуються для оцінки токсичності ВГ двигунів в стендових умовах: а – п’ятирежимний цикл для дизелів сільськогосподарських тракторів (Німеччина); б – європейський цикл (норми ЕСЕ R49)

У країнах колишнього СРСР з 1 січня 1992 року для всіх колісних транспортних засобів, за винятком позашляхових, було введено ГОСТ 20306–90 "Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний" [84], який діє на території України до останнього часу та співпадає з Правилами № 15

ЄЕК ООН. Фрагмент елементарного Європейського міського їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90 показаний на рис. 2.5.

Він обумовлює шість їздових циклів:

1. Магістральний цикл на дорозі для автомобілів повною масою до 3,5 т, автобусів далекого сполучення.

2. Магістральний цикл на дорозі для вантажних автомобілів та автопоїздів повною масою більше 3,5 т, та міжміських автобусів.

3. Міський цикл на дорозі для КТЗ повною масою до 3,5 т.

4. Міський цикл на дорозі для КТЗ повною масою більше 3,5 т, крім міських автобусів.

5. Міський цикл на дорозі для міських автобусів.

6. Міський цикл на стенді для КТЗ повною масою до 3,5 т.

Рисунок 2.5 – Фрагмент елементарного Європейського міського їздового циклу згідно ГОСТ 20306-90

Європейський міський їздовий цикл виконується при умовному русі автомобіля встановленого на динамометричний стенд з біговими барабанами, відрегульований таким чином, щоб імітувати опір поступальному руху автомобіля на дорозі при постійних швидкостях. У цьому випадку, опір поступального руху автомобіля в математичній моделі розраховувався для умовних швидкостей автомобіля згідно відомих в теорії руху автомобіля залежностей. Європейський міський їздовий цикл включає також неусталені режими руху автомобіля і, відповідно, двигуна. Це враховується в моделі відповідними змінами опору руху автомобіля і особливостями роботи автомобільного двигуна в неусталених режимах.

Європейський міський їздовий цикл ECE R15 повністю відтворює експлуатаційні умови: робота двигуна автомобіля в режимі мінімальної частоти обертання активного холостого ходу, рушання автомобіля з місця та розгін до певної швидкості, рух з усталеною швидкістю на певній ділянці, перемикання передач з нижчої на вищу або у зворотному напрямку, розгін автомобіля від однієї швидкості до іншої, гальмування двигуном з однієї швидкості до іншої або до повної зупинки, службове гальмування КТЗ до повної зупинки з використанням робочої гальмової системи.

Випробувальні цикли за ГОСТ 20306 – 90 найбільш об'єктивно відображають умови експлуатації в нашій країні та найкраще підходять для дослідження екологічних та економічних показників автомобілів та для імітування руху ДТЗ на математичній моделі з метою оцінки впливу параметрів керування двигуном на експлуатаційні показники транспортних засобів.

Методику дослідження експлуатаційних властивостей транспортних засобів у системі «водій-автомобіль-дорога» було розроблено в НТУ [64]. Їздовий цикл до цієї методики зображено на рис. 2.6. Методика дозволяє досліджувати вплив керування з боку водія, параметрів транспортного засобу і двигуна та характеристики дороги на паливну економічність та шкідливі викиди в прийнятому їздовому циклі.

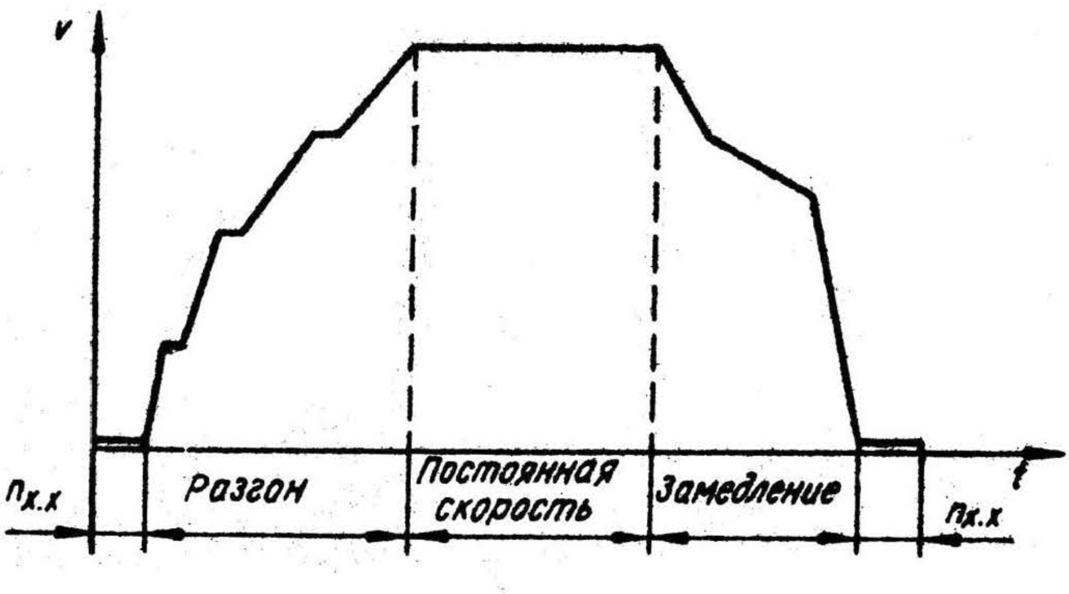


Рисунок 2.6 – Цикл руху автомобіля в системі «водій–автомобіль–дорога»

На основі виконаного аналізу можна зробити висновок, що даний їздовий цикл можна застосувати для оцінки паливної економічності та екологічних показників колісного трактора з газовим двигуном, оскільки він включає найбільш характерні режими руху колісного трактора під час виконання ним транспортної роботи.

2.3. Особливості математичної моделі для дослідження показників колісного трактора з газовим двигуном в експлуатаційних умовах

2.3.1. Уточнена математична модель руху колісного трактора за прийнятим їздовим циклом

При розробці математичної моделі для дослідження впливу параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора на його паливну економічність та шкідливі викиди за основу взята математична модель розрахунку витрати палива та екологічних показників вантажного автомобіля з бензиновим двигуном під час руху за режимами міського їздового циклу, розроблену на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету [64]. Дану математичну модель уточнено з метою її використання для дослідження показників колісного трактора. Це дало можливість імітувати рух колісного трактора за їздовим циклом, який включає роботу двигуна на холостому ході, розгін з переключенням передач, рух з постійною швидкістю та сповільнення (рис. 2.7). Основна відмінність цих математичних моделей полягає в тому, що під час виконання транспортної роботи трактор використовується з причепом, тому необхідно враховувати опір коченню коліс причепа, а також у конструктивних відмінностях трансмісій трактора і автомобіля. В трансмісії трактора є колісна передача, тому необхідно враховувати її передаточне число. Враховуються також конструктивні відмінності газового двигуна з іскровим запалюванням.

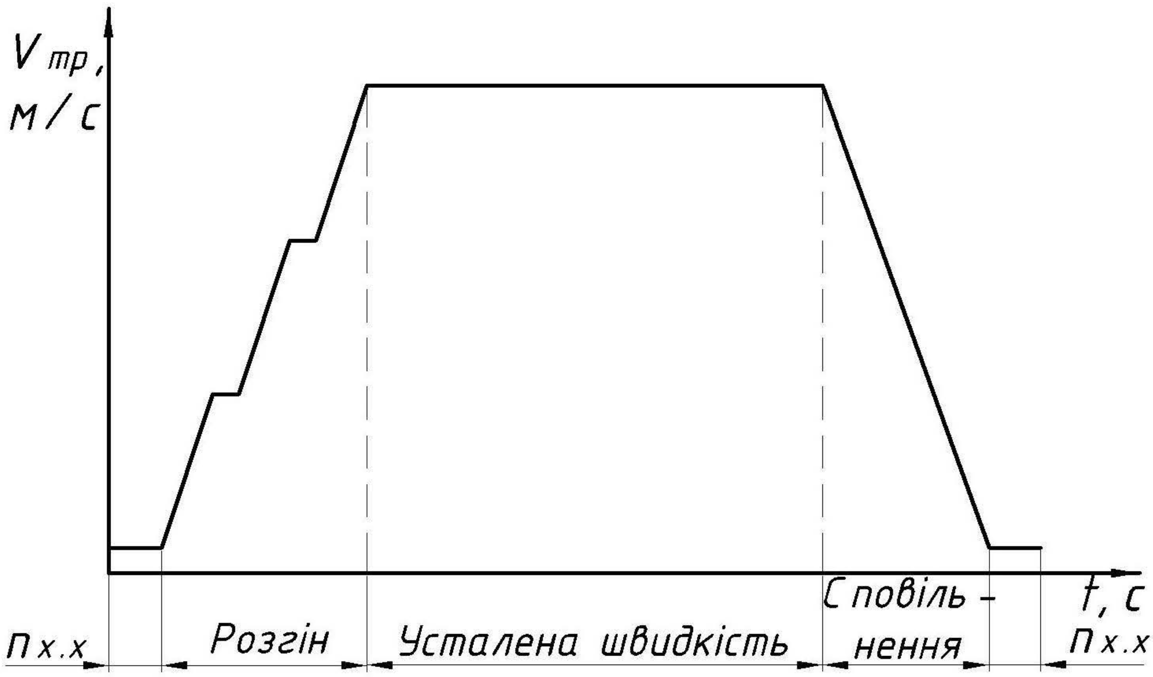


Рисунок 2.7 – Прийнятий їздовий цикл колісного трактора

2.3.2. Структурна схема системи керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора

Структурна схема системи керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора з існуючими зв'язками між підсистемами показана на рис. 2.8.

При розробці схеми за основу були взяті структурні схеми систем, які наведені в роботах [64,74].

Рівень 1 системи «Керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора» характеризується наступними параметрами: вибір оператором передаточного числа u_i коробки передач під час розгону, частота обертання колінчастого вала двигуна $n_{дк}$, при якій відбувається переключення на більш високу передачу при розгоні, кут відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача $\varphi_{др}$ та швидкість відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача $V_{др}$.

Ці параметри визначають режими роботи газового двигуна, витрату газу $G_{газ}$ та повітря $G_{пов}$ а також концентрацію шкідливих речовин у відпрацьованих газах.

Рівень 1 коректує швидкість колісного трактора (рівень 3) в залежності від рівня 2: дорожніх та транспортних умов, навколишнього середовища та параметрів дороги.

Підсистема 2-го рівня характеризує навколишнє середовище атмосферним тиском p_0, температурою повітря T_0 та відносною вологістю φ_0, а дорогу – коефіцієнтом опору кочення f_0 та повздовжнім ухилом i. Підсистема «колісний трактор і причіп» описується власною масою трактора m_0, фактором опору повітря kF, власною масою причепа $m_{пр}$, масою вантажу $m_в$ та моментом інерції коліс причепа $J_{кпр}$.

Підсистемами 4-го рівня є газовий двигун, трансмісія та ходова частина трактора. Ці підсистеми прийняті рівнозначними і з'єднані між собою зв'язками, які показують передачу крутного моменту $M_к$ від газового двигуна через трансмісію, якій властиві такі параметри: передаточне число u_i коробки передач,

u_0 головної передачі, $u_к$ колісної передачі та ККД трансмісії η_T. Від трансмісії крутний момент передається на ходову частину колісного трактора, яка характеризується радіусом ведучого колеса $r_{кз}$, динамічним радіусом кочення ведучого колеса $r_{дз}$, моментами інерції передніх та задніх коліс трактора $J_{кп}$, $J_{кз}$, коефіцієнти, які враховують обертові маси трактора δ та причепа δ_1.

Двигун характеризується ефективною потужністю N_e, частотою обертання $n_д$, годинною витратою газу $G_{газ}$, годинною витратою повітря $G_{пов}$ та моментом інерції двигуна $J_д$.

Крутний момент газового двигуна, який передається на ведучі колеса трактора витрачається на подолання сил опору коченню P_f, коліс трактора та причепа, підйому P_i та повітря P_w. Розрідженням у впускному трубопроводі Δp_k та частотою обертання $n_д$ визначаються режим роботи двигуна, годинні витрати газу та повітря, об'єм відпрацьованих газів $V_{вг}$ та вміст в них оксиду вуглецю CO, вуглеводнів $C_m H_n$ та оксидів азоту NO_x, а також кут випередження запалювання θ.

Співвідношення крутного моменту двигуна і сил опору руху визначає швидкість руху колісного трактора $V_{тр}$ та прискорення $dV_{тр}/dt$.

Підсистемами 5-го рівня для двигуна є адаптери для використання газового палива в переобладнаному з дизеля двигуні: система запалювання, система живлення та обмежувач частоти обертання газового двигуна. На систему живлення двигуна впливає оператор, відкриваючи на певний кут $\varphi_{др}$ та з певною швидкістю $V_{др}$ дросельні заслінки газоповітряного змішувача. Інші підсистеми функціонують в автоматичному режимі. Підсистема «паливо» характеризується нижчою теплотою згоряння H_u та октановим числом $ОЧ$ газу.

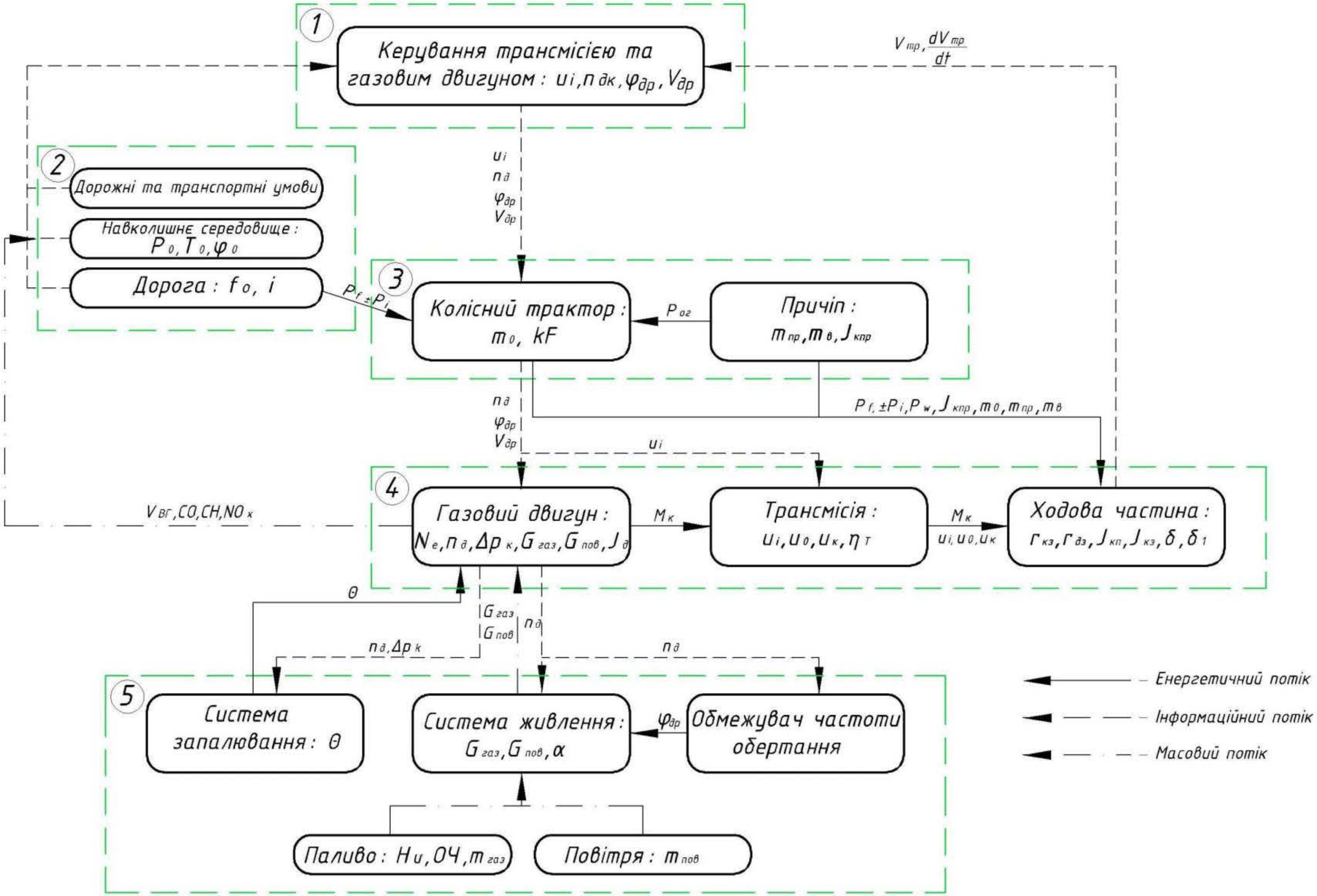


Рисунок 2.8 – Структурна схема системи керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора

2.3.3. Вхідні і вихідні параметри математичної моделі

Математична модель представлена певною кількістю диференціальних і алгебраїчних рівнянь, що описують закономірності зміни швидкості трактора, витрати газу і викидів шкідливих речовин з ВГ на кожній елементарній ділянці їздового циклу.

Оскільки метою роботи є покращення експлуатаційних показників колісного трактора з газовим двигуном шляхом вибору доцільних значень параметрів керування трансмісією та газовим двигуном, то вхідними параметрами математичної моделі прийнята величина кута відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}$ і швидкість $V_{др}$ відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача, передаточне число u_i коробки передач, час переключення передач $t_{скі}$ і частота обертання двигуна $n_{дк}$, при якій оператор включає більш високу передачу під час розгону [85].

Задані оператором $\varphi_{др}$, $V_{др}$ і $n_{дк}$ визначають розрідження у впускному трубопроводі Δp_k. Розрідженням у впускному трубопроводі і частотою обертання визначаються режими роботи двигуна, годинні витрати газу $G_{газ}$ і повітря $G_{пов}$, вміст у ВГ оксиду вуглецю CO, вуглеводнів C_mH_n і оксидів азоту NO_x.

Вихідним параметром газового двигуна є крутний момент M_k, величина якого при заданому оператором положенні дросельних заслінок визначається умовами на виході: характеристиками дороги (поздовжній ухил i, коефіцієнт опору коченню коліс трактора та причепа f_0), власною масою колісного трактора m_0, масою причепа $m_{пр}$ і масою вантажу $m_в$, обраної оператором передачі u_i, фактором опору повітря kF, тому що ці умови визначають швидкість руху трактора і, відповідно, частоту обертання колінчастого вала газового двигуна.

Трансмісія характеризується передаточними числами u_i коробки передач, головної передачі u_0 та передаточним числом колісної передачі u_k.

Вихідним параметром моделі є транспортна продуктивність $П$ (ткм·год) колісного трактора.

Масові викиди шкідливих речовин і витрата палива віднесені до 1 км пройденого шляху $(g_{CO}, g_{CH}, g_{NO_x}, g_{газ})$ і до 1 ткм транспортної роботи $(g'_{CO}, g'_{CH}, g'_{NO_x}, g'_{газ})$.

2.3.4. Основні рівняння математичної моделі

Ефективний крутний момент M_k під час роботи двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу $n_{min_{xx}}$ дорівнює нулю.

Розгін газового двигуна від мінімальної частоти обертання холостого ходу $n_{min_{xx}}$ до частоти $n_{\partial o}$, при якій відбувається включення зчеплення, описується рівнянням:

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = M_k(n_{\partial}, \Delta p_k) \cdot \frac{30}{J_{\partial} \cdot \pi}, \tag{2.1}$$

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

$M_k(n_{\partial}, \Delta p_k)$ – ефективний крутний момент двигуна, $Н \cdot м$;

J_{∂} – момент інерції двигуна, $кг \cdot м^2$.

Положення дросельних заслінок (%) газоповітряного змішувача (ГПЗ) в процесі розгону трактора описується залежністю:

$$\varphi_{\partial p} = \varphi_{\partial p_{min}} + V_{\partial p} \cdot t, \tag{2.2}$$

$\varphi_{\partial p_{min}}$ – положення дросельних заслінок ГПЗ при мінімальній частоті обертання холостого ходу, % ;

$V_{\partial p}$ – швидкість відкриття дросельних заслінок ГПЗ, %/с;

t – поточне значення часу, с.

Кінцеве положення дросельних заслінок $\varphi_{\partial po}$ ГПЗ, що відповідає частоті $n_{\partial o}$ в режимі холостого ходу описується залежністю:

$$\varphi_{\partial po} = C + C_1 \cdot (n_{\partial o} - n_{min_{xx}}), \qquad (2.3)$$

де C і C_1 – дослідні коефіцієнти, які визначаються за знятою характеристикою холостого ходу газового двигуна з заміром положення дросельних заслінок.

Рівняння (2.1) розв'язується числовим інтегруванням методом Рунге-Кутта четвертого порядку [86]. Розрахунок за залежністю (2.1) проводиться до заданого значення $n_{\partial o}$ з інтервалом по часу Δt.

Ефективний крутний момент M_k газового двигуна визначається як функція від частоти обертання n_∂ колінчастого вала і розрідження у впускному трубопроводі Δp_k:

1) при $\varphi_{\partial p} < 100\%$;

$$M_k = f(n_\partial, \Delta p_k), \qquad (2.4)$$

2) при $\varphi_{\partial p} = 100\%$;

$$M_k = f_1 + f_2 \cdot n_\partial + f_3 \cdot n_\partial{}^2, \qquad (2.5)$$

де f_1, f_2, f_3 – дослідні коефіцієнти;

Δp_k – розрідження у впускному трубопроводі, кПа.

Розрідження у впускному трубопроводі визначається як функція від частоти обертання n_∂ колінчастого вала і положення дросельних заслінок $\varphi_{\partial p}$ ГПЗ:

$$\Delta p_k = f(n_\partial, \varphi_{\partial p}) . \qquad (2.6)$$

Рушання трактора з пробуксовуючим зчепленням описується системою рівнянь.

В період відкриття дросельних заслінок ГПЗ:

$$\frac{dn_\partial}{dt} = (M_{кн} - M_з) \cdot \frac{30}{J_\partial \cdot \pi}, \qquad (2.7)$$

$$\frac{dn_з}{dt} = (M_з - M_{оп}) \cdot \frac{30}{J_{аш} \cdot \pi}, \qquad (2.8)$$

де $\dfrac{dn_\partial}{dt}$ – сповільнення колінчастого вала двигуна, $хв^{-1} \cdot с^{-1}$;

$\dfrac{dn_з}{dt}$ – прискорення ведучої частини зчеплення, $хв^{-1} \cdot с^{-1}$;

$M_{кн}$ – ефективний крутний момент двигуна в неусталеному режимі, який пов'язаний із зміною частоти обертання колінчастого вала двигуна, $Н \cdot м$;

$M_з$ – момент тертя зчеплення, $Н \cdot м$;

$M_{оп}$ – момент опору руху трактора з причепом, $Н \cdot м$;

$J_{аш}$ – момент інерції зчеплення з врахуванням сполучених з ним рухомих мас трактора, приведених до зчеплення, $кг \cdot м^2$.

Після закінчення переміщення дросельних заслінок:

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = (M_k - M_з) \cdot \frac{30}{(J_{\partial} + \lambda) \cdot \pi}, \qquad (2.9)$$

$$\frac{dn_з}{dt} = (M_з - M_{оп}) \cdot \frac{30}{J_{аш} \cdot \pi}, \qquad (2.10)$$

де λ – експериментальний коефіцієнт неусталеного режиму.

Крутний момент газового двигуна під час роботи в неусталеному режимі визначається за формулою:

$$M_{кн} = M_{ky} - \lambda \cdot \frac{dn_{\partial}}{dt} \cdot \frac{\pi}{30}, \qquad (2.11)$$

де M_{ky} – крутний момент двигуна в усталеному режимі, $H \cdot м$.

Час відкриття дросельних заслінок ГПЗ визначається за формулою:

$$t_{\partial р} = \frac{t_{\partial ркі} - t_{\partial рві}}{V_{\partial р}}, \qquad (2.12)$$

де $t_{\partial ркі}$ – кінцеве значення відкриття дросельних заслінок на і-тій передачі, с;

$t_{\partial рві}$ – початок відкриття дросельних заслінок на і-тій передачі, с.

Момент тертя під час включення зчеплення трактора визначається з рівняння:

$$M_з = V_з \cdot (t - t_{XX}), \qquad (2.13)$$

де $V_з$ – швидкість наростання тертя зчеплення, $H \cdot м / c$;

t_{XX} – час розгону двигуна в режимі холостого ходу від $n_{min_{xx}}$ до частоти $n_{\partial o}$, с;

Після включення зчеплення момент тертя розраховується за залежністю:

$$M_{з_{max}} = \beta \cdot M_{k_{max}}, \qquad (2.14)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{k_{max}}$ – максимальний крутний момент двигуна, $H \cdot м$.

Момент опору руху трактора з причепом визначається за формулою тягового балансу:

$$M_{on} = \frac{(m_o + m_{np} + m_в) \cdot (f_0 \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) \cdot r_{\partial з} \cdot g}{u_i \cdot u_0 \cdot u_к}, \qquad (2.15)$$

де m_o, m_{np}, $m_в$ – маса відповідно колісного трактора, причепа і вантажу, кг;

f_0 – коефіцієнт опору коченню коліс;

α – кут підйому (спуску) повздовжнього профілю дороги, град;

$r_{\partial з}$ – динамічний радіус заднього колеса, м;

g – прискорення вільного падіння, $м/с^2$;

u_i – передаточне число і - тої передачі;

u_0 – передаточне число головної передачі;

u_k – передаточне число колісної передачі.

Коефіцієнт опору кочення f_0 залежить, в основному, тільки від швидкості руху транспортного засобу. При швидкості до 10 м/с (36 км/год) f_0 можна рахувати постійним. Оскільки максимальна швидкість колісного трактора складає 33,4 км/год то f_0 приймається для асфальтобетонної дороги 0,016, а для сухої ґрунтової дороги 0,03 [87].

Момент інерції зчеплення з врахуванням сполучених з ним рухомих мас колісного трактора, приведених до зчеплення, визначається з рівняння:

$$J_{аш} = \frac{m_o \cdot r_{кз}^{\ 2}}{u_i^{\ 2} \cdot u_0^{\ 2} \cdot u_к^{\ 2}} + \sum_{i=1}^{n} \frac{J_{кп} + J_{кз}}{u_i^{\ 2} \cdot u_0^2 \cdot u_к^{\ 2}}, \tag{2.16}$$

де $r_{кз}$ – радіус кочення ведучого колеса трактора, м;

$J_{кп}$ – момент інерції переднього колеса трактора, кг·м^2;

$J_{кз}$ – момент інерції заднього колеса трактора, кг·м^2;

Швидкість руху колісного трактора визначається, виходячи із значення частоти обертання зчеплення:

$$V_{тр} = \frac{n_з \cdot \pi \cdot r_{кз}}{u_i \cdot u_0 \cdot u_к \cdot 30}, \tag{2.17}$$

де $n_з$ – частота обертання ведучої частини зчеплення, хв$^{-1}$;

Після вирівнювання частот обертання колінчастого вала двигуна і ведучої частини зчеплення ($n_д = n_з$) відбувається розгін трактора при зблокованому зчепленні і закінчується при заданій частоті обертання двигуна $n_{дк}$ на і-тій передачі.

Рівняння руху трактора [64], отримане з тягового балансу, має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dV_{тр}}{dt} &= \frac{1}{\delta \cdot m_o \cdot \left(1 + \frac{\lambda \cdot u_i^{\ 2} \cdot u_0^2 \cdot u_к^{\ 2} \cdot \eta_T}{\delta \cdot m_o \cdot r_{кз} \cdot r_{дз}}\right)} \times \\ &\times \left(\frac{M_k \cdot u_i \cdot u_0 \cdot u_к \cdot \eta_T}{r_{дз}} - P_f \pm P_i - P_w - P_{ог}\right) \end{aligned}, \tag{2.18}$$

де P_f, P_i, P_w – сили опору відповідно коченню, підйому, повітря, Н;

δ – коефіцієнт, який враховує обертові маси трактора;

η_T – ККД трансмісії;

$P_{oг}$ – сила опору на гаку.

Коефіцієнт, який враховує обертові маси трактора і сили опору коченню, підйому, повітря та сили опору на гаку можна визначити за залежностями, приведеними в [88]:

$$\delta = 1 + \frac{2\cdot(J_{кп} + J_{кз})}{m_o \cdot r_{дз}{}^2} + \frac{J_д \cdot u_i{}^2 \cdot u_0^2 \cdot u_p{}^2 \cdot \eta_T}{m_o \cdot r_{дз}{}^2} + \frac{\sum_{i=1}^{n} J_{кпрі}}{(J_{пр} + J_в)\cdot r_{дпр}{}^2}, \tag{2.19}$$

$$P_f = m_o \cdot f_0 \cdot \cos\alpha \cdot g, \tag{2.20}$$

$$P_i = m_o \cdot \sin\alpha \cdot g, \tag{2.21}$$

$$P_w = kF \cdot V_{тр}{}^2 \cdot g, \tag{2.22}$$

$$P_{oг} = (m_{пр} + m_в)\cdot f_0 \tag{2.23}$$

де kF – фактор опору повітря.

Після розгону колісного трактора відбувається переключення на вищу передачу, двигун при цьому працює в режимі примусового холостого ходу і описується рівнянням:

$$\frac{dn_д}{dt_з} = M_m \cdot \frac{30}{J_д \cdot \pi}, \tag{2.24}$$

де $t_з$ – час, що пройшов з моменту виключення зчеплення, с;

M_m – момент механічних втрат газового двигуна при закритих дросельних заслінках, $H \cdot м$.

Момент механічних втрат двигуна при закритих дросельних заслінках описується лінійною залежністю:

$$M_m = -k_1 \cdot n_д, \tag{2.25}$$

де k_1 – дослідний коефіцієнт.

Уповільнення трактора з від'єднаним двигуном описується рівнянням:

$$\frac{dV_{тр}}{dt} = \frac{1}{\delta_1 \cdot m_o} \cdot (-P_{f_1} \pm P_i - P_w - P_{ог}), \tag{2.26}$$

де δ_1 – коефіцієнт, який враховує обертові маси колісного трактора за винятком двигуна.

Величина δ_1 визначається за формулою:

$$\delta_1 = 1 + \frac{2 \cdot (J_{кп} + J_{кз})}{m_o \cdot r_{дз}{}^2} + \frac{\sum_{i=1}^{n} J_{кпрі}}{(m_{пр} + m_в) \cdot r_{дз}{}^2}. \tag{2.27}$$

З врахуванням втрат в трансмісії, під час руху трактора накатом, коефіцієнт опору коченню розраховується за формулою:

$$f_1 = f_0 + 0{,}005. \tag{2.28}$$

Після переключення передач відбувається розгін трактора з блокованим зчепленням за рівняннями (2.18) – (2.23) або рух з постійною швидкістю.

Необхідний крутний момент газового двигуна під час руху трактора з постійною швидкістю визначається за залежністю:

$$M_k = \frac{\left[(m_o + m_{np} + m_в)\cdot(f_0 \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) + kF \cdot V_{mp}^{\;2}\right]\cdot r_{дз} \cdot g}{u_i \cdot u_0 \cdot u_p \cdot \eta_T}. \quad (2.29)$$

Частота обертання колінчастого вала газового двигуна визначається з рівняння:

$$n_д = \frac{V_{mp} \cdot u_i \cdot u_0 \cdot u_к \cdot 30}{\pi \cdot r_{кз}}. \quad (2.30)$$

Розрідження у впускному трубопроводі розраховується, виходячи із значень крутного моменту двигуна:

$$\Delta p_k = \frac{M_k - A_o}{A_1}, \quad (2.31)$$

де A_0, A_1 – дослідні коефіцієнти.

При уповільненні трактора з від'єднаним двигуном від трансмісії без застосування гальм (вибіг трактора) рух трактора описується рівнянням (2.26). Розрахунок проводиться до заданої кінцевої швидкості руху $V_{кз}$. Частота обертання двигуна після від'єднання від трансмісії визначається рівнянням (2.24). Розрахунок здійснюється до частоти $n_д = n_{min_{xx}}$, а далі робота двигуна відбувається в режимі мінімальної частоти холостого ходу $n_{min_{xx}}$.

Якщо уповільнення здійснюється з двигуном, приєднаним до трансмісії, тобто двигун працює в режимі примусового холостого ходу, рух трактора описується рівнянням:

$$\frac{dV_{тр}}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot m_o} \cdot \left(\frac{M_m \cdot u_i \cdot u_0 \cdot u_к}{\eta_т \cdot r_{дз}} - P_f \pm P_i - P_w - P_{ог} \right). \qquad (2.32)$$

Частота обертання колінчастого вала під час роботи двигуна в режимі примусового холостого ходу визначається з рівняння (2.30).

2.3.5. Математичні моделі газового двигуна, як споживача газу, повітря та джерела викидів шкідливих речовин

Витрата газу, повітря та екологічні показники, під час роботи двигуна в різних швидкісних і навантажувальних режимах з оптимальними регулюваннями системи живлення та запалювання описуються квадратичними поліноміальними моделями залежно від $n_д$ і Δp_k мають такий загальний вигляд [89, 90]:

$$G_{газ}, G_{пов}, CO, C_m H_n, NO_x = a_0 + a_1 \cdot n_д + a_2 \cdot \Delta p_k + a_3 \cdot n_д^2 + a_4 \cdot \Delta p_k^2 + a_5 \cdot n_д \cdot \Delta p_k, \qquad (2.33)$$

де $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$ – дослідні коефіцієнти.

Поліноміальні моделі отримуються за результатами експериментальних досліджень в різних швидкісних і навантажувальних режимах згідно плану повного факторного експерименту з використанням методу найменших квадратів [91] за допомогою ПК та програми алгоритмічної мови Compag Visual Fortran 6.1 (додаток А).

В режимі самостійного і примусового холостого ходу показники двигуна під час роботи на СПГ визначалися залежно від $n_д$ за поліноміальними залежностями другого степеня, які мають такий загальний вигляд:

$$y = a_0 + a_1 \cdot n_д + a_2 \cdot n_д^2, \qquad (2.34)$$

де a_0, a_1, a_2 – дослідні коефіцієнти.

Годинна витрата газового палива $G_{газ}$ описується квадратичною поліноміальною моделлю:

$$\begin{gathered} G_{газ} = 2,4509 + 0,62955 \cdot n_д - 0,79128 \cdot \Delta p_к - \\ -0,64732 \cdot n_д{}^2 + 0,21317 \cdot \Delta p_к{}^2 - 0,28547 \cdot n_д \cdot \Delta p_к \end{gathered} \qquad (2.35)$$

Годинна витрата повітря $G_{пов}$ описується:

$$\begin{gathered} G_{пов} = 0,25270 - 0,86501 \cdot n_д - 0,18374 \cdot \Delta p_к + \\ +0,54850 \cdot n_д{}^2 + 0,77153 \cdot \Delta p_к{}^2 - 0,52543 \cdot n_д \cdot \Delta p_к \end{gathered} \qquad (2.36)$$

Розрідження у впускному трубопроводі Δp_k описується двома квадратичними поліноміальними моделями в залежності від положення дросельних заслінок $\varphi_{др}$ газоповітряного змішувача:

а) При $\varphi_{др} = 4...30\%$:

$$\begin{gathered} \Delta p_k = 0,28427 - 0,78476 \cdot n_д - 0,36170 \cdot \varphi_{др} + \\ +0,54789 \cdot n_д{}^2 + 0,15319 \cdot \varphi_{др}{}^2 - 0,33613 \cdot n_д \cdot \varphi_{др} \end{gathered} \qquad (2.37)$$

б) при $\varphi_{др} = 30...100\%$:

$$\Delta p_k = 0,53798 - 0,31344 \cdot n_д - 0,21226 \cdot \varphi_{др} + \\ +0,80966 \cdot n_д{}^2 + 0,34293 \cdot \varphi_{др}{}^2 + 0,22624 \cdot n_д \cdot \varphi_{др} \qquad (2.38)$$

Концентрація оксиду вуглецю CO описується двома квадратичними поліноміальними моделями в залежності від розрідження у впускному трубопроводі Δp_k:

а) При $\Delta p_k = 2...54$ кПа:

$$CO = 0,32655 - 0,75830 \cdot n_д - 0,11433 \cdot \Delta p_к - \\ -0,26025 \cdot n_д{}^2 + 0,25275 \cdot \Delta p_к{}^2 - 0,13575 \cdot n_д \cdot \Delta p_к \qquad (2.39)$$

б) при $\Delta p_k = 54...70$ кПа:

$$CO = 0,17657 - 0,55149 \cdot n_д - 0,78207 \cdot \Delta p_к - \\ -0,61445 \cdot n_д{}^2 + 0,78389 \cdot \Delta p_к{}^2 - 0,62132 \cdot n_д \cdot \Delta p_к \qquad (2.40)$$

Викиди вуглеводнів і оксидів азоту під час роботи двигуна на газовому паливі:

$$C_m H_n = 0,46971 - 0,40753 \cdot n_д - 0,27260 \cdot \Delta p_к + \\ +0,11248 \cdot n_д{}^2 + 0,92990 \cdot \Delta p_к{}^2 - 0,38019 \cdot n_д \cdot \Delta p_к \qquad (2.41)$$

$$NO_x = 0,74276 + 0,15035 \cdot n_д + 0,41675 \cdot \Delta p_к + \\ +0,21538 \cdot n_д{}^2 + 0,37936 \cdot \Delta p_к{}^2 - 0,14879 \cdot n_д \cdot \Delta p_к \qquad (2.42)$$

Масові викиди оксиду вуглецю, вуглеводнів і оксидів азоту під час роботи двигуна на газовому паливі, за проміжок часу Δt визначаються за концентраціями цих речовин та витратами газу $G_{газ}$ і повітря $G_{пов}$ [74]:

$$\Delta G_{CO} = \frac{28 \cdot K_{CO}}{\mu_m} \cdot (0,5535 \cdot G_{пов} - 0,9992 \cdot G_{газ}) \cdot \frac{\Delta t}{3,6}, \tag{2.43}$$

$$\Delta G_{C_mH_n} = \frac{86 \cdot K_{C_mH_n}}{\mu_m} \cdot (0,5535 \cdot G_{пов} - 0,9992 \cdot G_{газ}) \cdot \frac{\Delta t}{3,6}, \tag{2.44}$$

$$\Delta G_{NO_x} = \frac{46 \cdot K_{NO_x}}{\mu_m} \cdot (0,5535 \cdot G_{пов} - 0,9992 \cdot G_{газ}) \cdot \frac{\Delta t}{3,6}, \tag{2.45}$$

Витрата газу за проміжок часу Δt визначається за формулою:

$$\Delta G_{газ} = \frac{G_{газ} \cdot \Delta t}{3,6}. \tag{2.46}$$

Викиди шкідливих речовин за весь цикл:

$$G_{i_c} = \sum \Delta G_i. \tag{2.47}$$

Витрата газу за весь цикл розраховується за залежністю:

$$G_{газ_c} = \sum \Delta G_{газ}. \tag{2.48}$$

Сумарні масові викиди шкідливих речовин, зведені за допомогою коефіцієнтів відносної агресивності до викидів оксиду вуглецю, визначаються за залежністю [92]:

$$G_{\sum CO} = G_{CO} + 3,16 \cdot G_{C_mH_n} + 41,1 \cdot G_{NO_x}. \tag{2.49}$$

Питомі викиди шкідливих речовин g_i і витрата газу $g_{газ}$ на 1км (г/км) розраховуються за залежностями:

$$g_i = \frac{1000 \cdot G_{i_c}}{S}, \tag{2.50}$$

$$g_{газ} = \frac{1000 \cdot G_{газ_c}}{S}, \tag{2.51}$$

де S – довжина їздового циклу, км.

Питомі викиди шкідливих речовин g_i' і витрата газу $g_{газ}'$ на 1т·км транспортної роботи, (г/ткм):

$$g_i' = \frac{1000 \cdot G_{i_c}}{S \cdot m_{пр} + m_в}, \tag{2.52}$$

$$g_{газ}' = \frac{1000 \cdot G_{газ_c}}{S \cdot m_{пр} + m_в}. \tag{2.53}$$

2.4. Перевірка адекватності поліноміальних моделей, що описують газовий двигун як споживач палива та повітря і джерело шкідливих викидів

Для того, щоб правильно визначити витрату газу та шкідливі викиди, необхідно правильно описати газовий двигун колісного трактора. Визначення характеристик газового двигуна, які відображають технічний стан і регулювання в експлуатаційних умовах, мають велике значення в достовірності висновків про вплив параметрів керування трансмісією та двигуном на показники колісного трактора.

Перевірка адекватності поліноміальних моделей проводилась з використанням F – критерію Фішера, який розраховується за формулою [93]:

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S_y^2}, \qquad (2.54)$$

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

S_y^2 – дисперсія досліду.

Дисперсія адекватності визначається за залежністю:

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{N}\left(y_{ip} - y_{ie}\right)^2}{f}, \qquad (2.55)$$

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

f – число ступенів свободи.

Число ступенів свободи визначається за формулою:

$$f = N(n-k), \qquad (2.56)$$

де N – число дослідів;

n – число повторених дослідів;

$к$ – значення коефіцієнтів апроксимації.

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

$$S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n}\left(y_i - \overline{y}\right)^2}{n-1}, \qquad (2.57)$$

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

n – кількість повторених дослідів.

Визначені за дисперсіями F – критерій необхідно порівняти з табличними даними. Модель можна вважати адекватною, якщо розраховане значення F – критерію не перевищує допустимих даних.

Надійна імовірність становить 95 %, так як під час перевірки адекватності використовувались таблиці F – критерію Фішера при 5 % рівні значущості [94].

Під час визначення адекватності поліноміальних моделей газового двигуна дисперсія досліду визначалася за серією повторних дослідів при частоті обертання двигуна $n_д = 1400$ хв$^{-1}$ і розрідження у впускному трубопроводі $\Delta p_k = 20$ кПа.

Результати визначення адекватності квадратичних поліноміальних моделей, які описують залежність показників двигуна від двох незалежних факторів: частоти обертання колінчастого вала двигуна $n_д$ і розрідження у впускному трубопроводі $\Delta p_к$ наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати перевірки адекватності поліноміальних моделей

Показник	Розмірність	Дисперсія адекватності	Значення показників			Середнє значення	Дисперсія досліду	Значення F - критерію	Табличне значення
			Y_1	Y_2	Y_3				
$G_{газ}$	кг/год	12E-2	8,1	8,2	8	8,1	1E-3	2,02	19,33
$G_{пов}$	кг/год	15,5	170	176	174	173,6	31	0,5	19,33
CO	%	2,82E-4	0,041	0,043	0,044	0,0427	2,33E-6	13,6	19,33
C_mH_n	млн$^{-1}$	8,33	128	120	126	124,67	17,33	0,48	19,33
NO_x	млн$^{-1}$	28,33	750	761	745	752	752	0,42	19,33

Результати, наведені в табл. 2.1 свідчать, що поліноміальні моделі для визначення витрати газу, витрати повітря, концентрацій шкідливих речовин під час роботи газового двигуна в навантажувальних режимах є адекватними.

2.5. Перевірка адекватності математичної моделі руху колісного трактора у прийнятому їздовому циклі

Перевірка адекватності математичної моделі руху колісного трактора МТЗ-80 у прийнятому їздовому циклі проводилась розрахунком на математичній моделі і порівнянням отриманих даних з даними дорожніх випробувань.

Під час дорожніх випробувань визначались витрата палива $G_{газ}$, швидкість руху $V_{тр}$ та час t руху в циклі, відстань S, на якій проводились дослідження руху колісного трактора.

Розрахунки на математичній моделі за режимами прийнятого їздового циклу проводились для трактора МТЗ-80 масою 3160 кг із причепом 2ПТС-4 з вантажем масою 4000 кг. Коефіцієнт опору кочення прийнятий f_0 = 0,016. Тракторний дизель Д-240 було переобладнано в газовий двигун з іскровим запалюванням для роботи на природному газі [95].

Під час руху трактора за прийнятим їздовим циклом переключення передач транспортного ряду відбувалось з 6-ї на 8-у та на 9-у передачу.

Результати порівняльних досліджень, отриманих при розрахунку на математичній моделі по імітації руху колісного трактора, та під час дорожніх випробувань за прийнятим їздовим циклом наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Порівняльні результати розрахунку та експериментальних, дорожніх випробувань колісного трактора МТЗ-80

Тип дослідження	$G_{газ}$, г/цикл	t, с	$V_{тр}$, м/с	S, м
Розрахункові дані	7,8	14,8	6,53	42
Експериментальні дослідження	8,3	14,4	6,5	40
Розбіжність, %	6,1	2,7	1,5	5

В цій таблиці $G_{газ}$ – масова витрата палива за випробувальний цикл; t – час виконання їздового циклу; $V_{тр}$ – швидкість колісного трактора у випробувальному циклі; S – відстань, на якій проводилось дослідження руху.

За даними, які наведені в таблиці 1, видно, що час t та швидкість руху $V_{тр}$, відстань S та витрата палива отримані шляхом розрахунку, відрізняються від даних отриманих в результаті експерименту, приблизно на 2,7%, 1,5%, 5 % та 6,1%.

Перевищення витрати палива в процесі експерименту в порівнянні з розрахунком на математичній моделі можна пояснити тим, що умови руху колісного трактора, які отримані під час дорожніх випробувань є трохи «жорсткішими» (значення коефіцієнта опору дороги f_0 може перевищувати значення 0,016, яке було прийнято при розрахунку) ніж за умов, які закладено в математичну модель [96].

На рис. 2.9. показано прийнятий їздовий цикл (залежність швидкості колісного трактора від часу випробування).

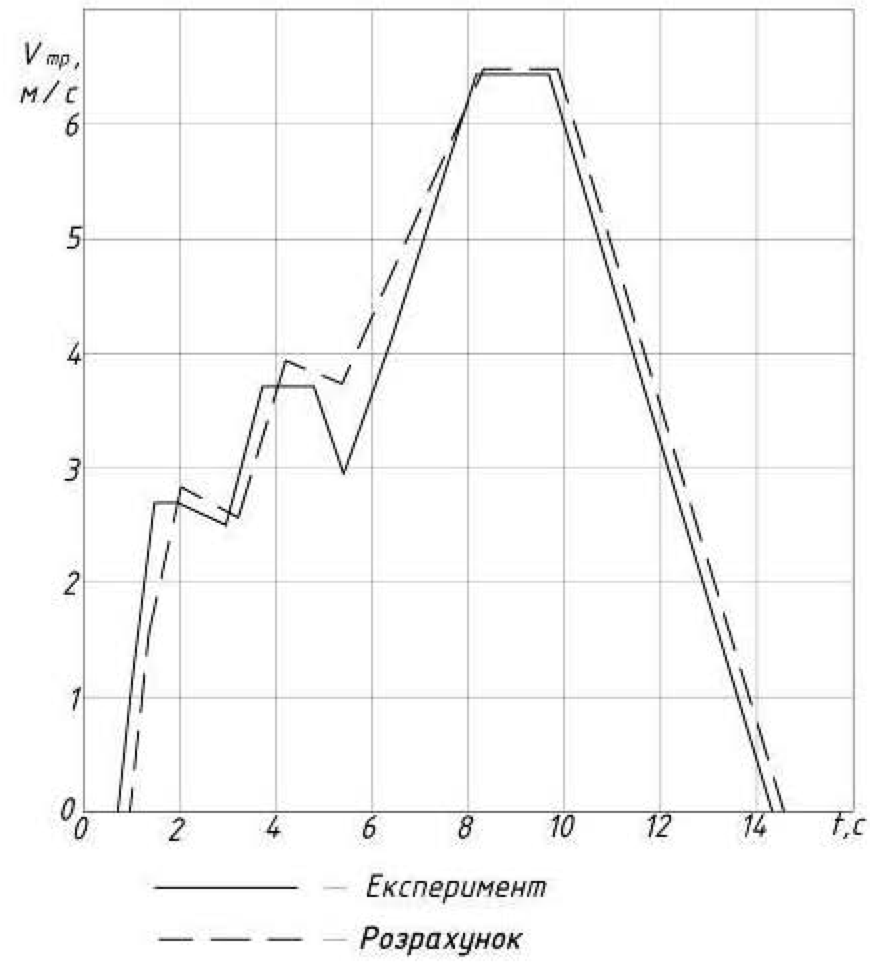


Рисунок 2.9 – Зміна швидкості колісного трактора МТЗ-80 під час роботи на СПГ за часом виконання їздового циклу

В цілому, як видно з рис. 2.9 та наведених в табл. 2.2 загальних показників, математична модель досить точно описує характер руху колісного трактора в прийнятому їздовому циклі і може бути використана для оцінки витрати палива та шкідливих викидів колісного трактора, а також для визначення доцільних значень параметрів керування трансмісією та газовим двигуном.

2.6. Структура програми для розрахунку показників колісного трактора в їздовому циклі

Для оцінки впливу різних параметрів на показники колісного трактора з газовим двигуном під час його руху за прийнятим їздовим циклом були уточнені програми алгоритмічної мови Compag Visual Fortran 6.1, які розроблені в НТУ. Ідентифікатори, які прийняті при розробці та внесенні змін у програми, наведено в табл. 2.3.

В залежності від параметрів керування трансмісією трактора та газовим двигуном, а також від коефіцієнта опору кочення дороги визначались витрата палива та екологічні показники в транспортному процесі.

В результаті розрахунків в окремі файли виводяться показники руху трактора та параметри роботи двигуна, концентрації та масові викиди шкідливих речовин, витрати палива і повітря, коефіцієнт надлишку повітря та підсумкові результати за весь їздовий цикл.

Програма складається з основного модуля, тринадцяти підпрограм типу SUBROUTINE і трьох типу FUNCTION.

В основному модулі програми вміщено вихідні дані для розрахунку, операційну карту їздового циклу, коефіцієнти поліноміальних моделей, описуються режими руху колісного трактора.

Підпрограма RAZGX1 вміщує диференціальне рівняння розгону двигуна в режимі холостого ходу і умови для визначення параметрів цього рівняння. В підпрограмі ENGINE є залежності, що визначають частоту обертання двигуна і веденої частини зчеплення під час рушання колісного трактора.

Підпрограма SHASSI вміщує залежності для розрахунку опору руху колісного трактора.

Підпрограма RAZGON містить диференціальні рівняння руху трактора з приєднаним та від’єднаним двигуном і звернення до підпрограми ENGINE.

Підпрограма OUTPUT містить залежності для визначення масових і приведених викидів шкідливих речовин газового двигуна, оператори виведення економічних, екологічних і енергетичних показників трактора в окремий файл та звернення до підпрограми FUEL.

Підпрограма FUEL включає залежності для витрати газу і повітря, коефіцієнта надміру повітря та концентрацій шкідливих речовин у ВГ.

Для вирішення системи диференціальних рівнянь використовується метод числового інтегрування Рунге – Кутта за формулами, запропонованими Фельбергом. Для цього в програмі використано стандартну програму RKF – 45.

У підпрограмах FUNCTION приводяться функції для розрахунку витрат газу і повітря, вмісту шкідливих речовин у ВГ.

Текст програми для дослідження впливу параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора під час процесу розгону та з усталеною швидкістю під час руху в прийнятому їздовому циклі наведено в додатку Б та додатку В.

Приклад розрахунку енергетичних, екологічних показників та показників паливної економічності колісного трактора з газовим двигуном в процесі розгону та з усталеною швидкістю під час руху в прийнятому їздовому циклі наведено в додатку Г та додатку Д.

Таблиця 2.3 – Значення параметрів та ідентифікатори, які прийняті в програмі для дослідження впливу параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора

Позначення в математичній моделі	Розмірність	Числове значення	Ідентифікатори
$M_к$	Н·м	Змінна	MK
$M_{k\,max}$	Н·м	290	MKMAX
$M_{зч}$	Н·м	Змінна	MC
$M_{ст}$	Н·м	Змінна	MST
$n_д$	$хв^{-1}$	Змінна	ND
n_{min}	$хв^{-1}$	800	NMIN
$n_{min\,xx}$	$хв^{-1}$	800	NXXMIN
$n_{д\,зад}$	$хв^{-1}$	Змінна	NDN
$n_{дк}$	$хв^{-1}$	Змінна	NDK
Δp_k	кПа	Змінна	DELPK
$\varphi_{др}$	%	—— ІІ ——	FIDR
$\varphi_{др\,min}$	%	—— ІІ ——	FIDMIN
$\varphi_{др\,i}$	%	100	FIDRK
$V_{тр}$	м/с	—— ІІ ——	VA
$v_{др}$	%/с	172	VDR
$v_{зч}$	(Н·м)/с	740	VSC
$V_{пал}$	г/%	0,0078	VG
$G_{газ}$	кг/год	Змінна	GFUEL
$G_{пов}$	кг/год	Змінна	GA
$t_{др}$	с	Змінна	TDR
$t_{зч}$	с	1	TSK
J_A	кг·м^2	Змінна	JASH
$J_д$	кг·м^2	1,2	JD
$\sum J_k$	кг·м^2	78,5	SUMJK
U_i	—	Змінна	U

Продовження таблиці 2.3

U_P	—	18,5	UR
m_o	кг	3160	G0
$m_в$	кг	4000	GGR
$m_{пр}$	кг	1710	GGR
$r_д$	м	0,75	RD
$r_к$	м	0,75	RK
β	—	2,5	BETA
f_o	кгс/кг	0,016	F0
η_v	—	0,85	ETAT
P_W	кгс	Змінна	PW
P_ψ	кгс	Змінна	PPSI
P_I	кгс	Змінна	PI
k	—	32	K
k_1	—	0,0118	K1
c	—	0,0120	C
A	—	0,00065	A
$t_п$	с	2	TP
l_o	кг/кг	17,2	L0
$\sin\alpha$	—	0	SINALF
$\cos\alpha$	—	1	COSALF
δ_1	—	Змінна	DELTA1
δ	—	Змінна	DELTA
α	—		ALFA
CO	%	Змінна	CO
C_mH_n	ч.н.м.	Змінна	CMHN
NO_X	ч.н.м.	Змінна	NOX
$G_{пал}$	г	——ІІ——	GT
G_{CO}	г	——ІІ——	GCO
G_{CH}	г	——ІІ——	GCH
G_{Nox}	г	——ІІ——	GNO

2.7. Алгоритм визначення доцільного способу керування параметрами трансмісії та газового двигуна колісного трактора

Реальні експлуатаційні режими роботи двигунів транспортних засобів є складним поєднанням різних варіантів режимів: розгону, усталеного руху, самостійного і примусового холостого ходу та гальмування. Найбільш вагомими за витратою палива і викидами шкідливих речовин є режими розгону. Разом з цим, тільки в режимах розгону можливо здійснювати керування витратою палива з боку водія вибором раціональних параметрів режиму розгону і оптимальної послідовності переключення передач.

Резерв економії палива є як у транспортних засобів, з огляду їх конструкції, так і у водіїв – з огляду процесу керування ними транспортними засобами. Питання полягає в тому, наскільки ефективно використовуються ці можливості. Отже, правильним вибором параметрів режиму розгону можна досягти економії палива і зменшення шкідливих викидів. Це особливо важливо для колісних тракторів, оскільки газові двигуни з іскровим запалюванням на них не встановлювались.

Для системного оцінювання доцільних значень параметрів керування трансмісією та газовим двигуном, необхідно провести оцінку витрати палива та викидів ШР в окремих режимах руху їздового циклу (розгін, усталений рух, сповільнення).

Для цього, було розроблено алгоритм визначення доцільного способу керування параметрами трансмісії та газового двигуна колісного трактора [97], який показаний на рис. 2.10.

На основі обґрунтування пріоритетності вимог зменшення витрати палива та зменшення забруднюючих викидів, визначались критерії оцінки цих параметрів (блок 1). За критерій ефективності паливовикористання вибрано критерій мінімальної питомої витрати газу $g_{газ}$ (в г/км). Для оцінки рівня забруднення середовища газовим двигуном враховуються викиди нормованих шкідливих речовин (CO, C_mH_n, NO_x). За критерій екологічної безпеки вибрано критерій мінімальних сумарних питомих викидів ШР, приведених до оксиду вуглецю $g\Sigma CO$ (в г/км).

Параметри, які необхідно визначити, щоб отримати оптимальні показники з огляду токсичності та паливної економічності, є доцільний порядок переключення передач, частота обертання колінчастого вала двигуна $n_{дк}$ в момент переключення передач, положення дросельних заслінок $\varphi_{др}$ на кожній передачі, швидкість відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача $V_{др}$ та вибрана оператором передача під час руху з усталеною швидкістю.

Першим етапом дослідження прийнято визначення доцільного порядку переключення передач в процесі розгону колісного трактора (блок 2). При цьому приймались максимальні значення параметрів керування газовим двигуном. На цьому етапі вибір порядку переключення передач здійснюється за критерієм мінімальної питомої витрати газу $g_{газ}$. На математичній моделі моделювався розгін колісного трактора з різними варіантами переключення передач і вибирався той порядок, при якому спостерігається найменша витрата газу за 1 км розгону.

Наступними етапами дослідження є визначення доцільних параметрів керування газовим двигуном (блоки 3,4,5). Цими параметрами є: частота обертання колінчастого вала двигуна $n_{дк}$ в момент переключення передач, положення дросельних заслінок $\varphi_{др}$ на кожній передачі, швидкість відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача $V_{др}$. На цьому етапі вибір параметрів керування здійснювався за критерієм мінімальної питомої витрати газу $g_{газ}$ та мінімальних сумарних питомих викидів ШР, приведених до оксиду вуглецю $g\Sigma CO$. При виборі враховувався доцільний порядок переключення передач та поетапного врахування доцільних значень керування газовим двигуном.

В результаті визначення доцільних параметрів керування газовим двигуном в процесі розгону (блоки 3, 4, 5), отримуються та аналізуються

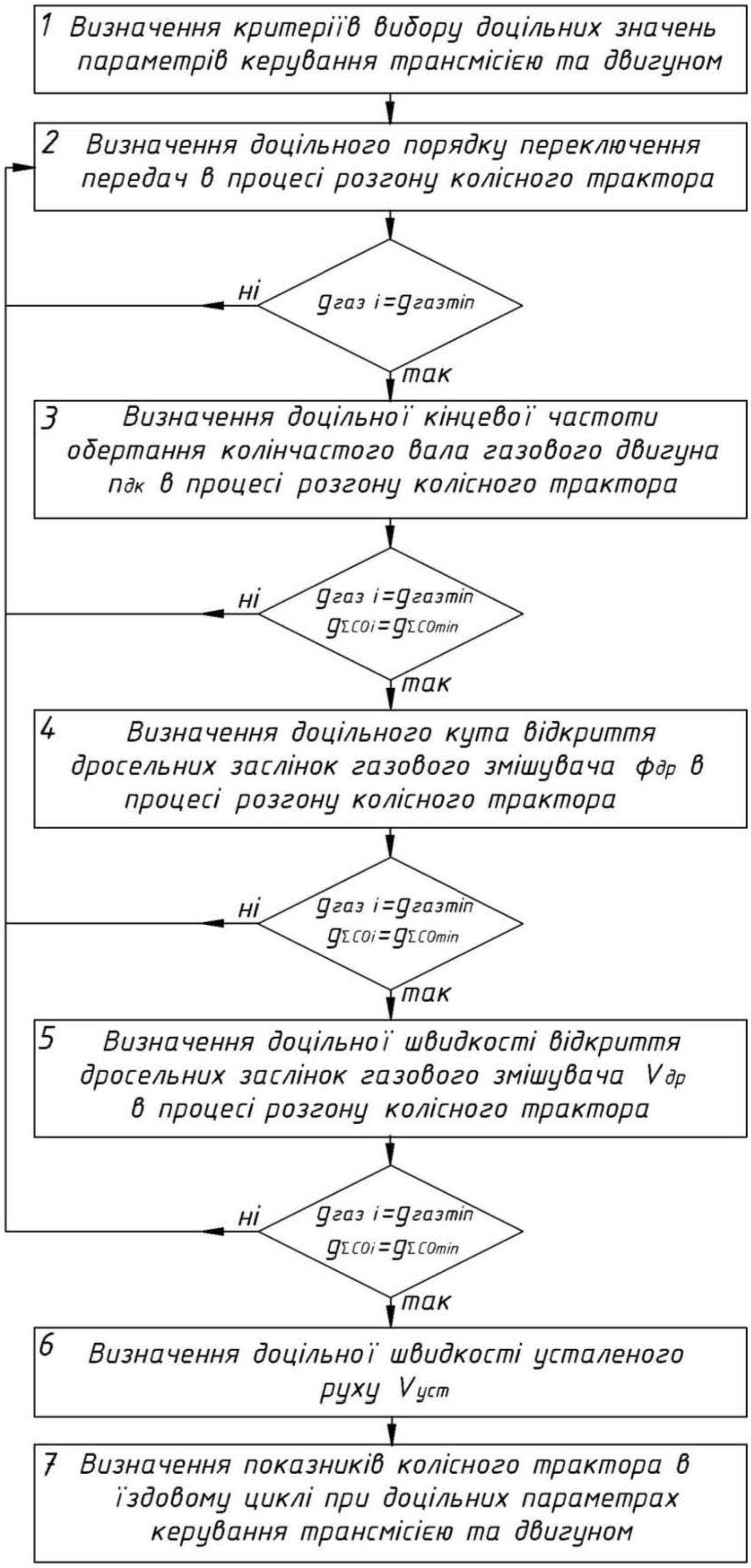


Рисунок 2.10 – Алгоритм визначення доцільного способу керування параметрами трансмісії та газового двигуна колісного трактора

отримані дані за визначеними критеріями. Якщо отримані дані на кожному етапі дослідження відповідають вимогам вибраних критеріїв, то параметри керування вважаються задовільними і розрахунки продовжуються за алгоритмом. Якщо отримані дані не відповідають вимогам критеріїв, то розрахунок треба починати з блока 2, вибравши інший порядок переключення передач.

В блоці 6 здійснюється визначення доцільних швидкостей усталеного руху колісного трактора.

Останнім етапом дослідження є визначення показників колісного трактора в їздовому циклі при доцільних параметрах керування трансмісією та газовим двигуном.

Висновки до розділу 2

1. Розроблена методика оцінювання паливної економічності та екологічних показників колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном з іскровим запалюванням в експлуатаційних умовах.

2. Для дослідження впливу параметрів керування трансмісією та газовим двигуном на експлуатаційні показники колісного трактора прийнято використовувати їздовий цикл, розроблений в НТУ для дослідження паливної економічності та екологічних показників автомобілів в експлуатаційних умовах.

3. Уточнено математичну модель руху колісного трактора, обладнаного газовим двигуном з іскровим запалюванням за прийнятим їздовим циклом шляхом описання двигуна за допомогою поліноміальних моделей.

4. Підтверджена адекватність отриманих поліноміальних залежностей, які описують газовий двигун 4Ч11/12,5, як джерело шкідливих викидів і споживача газового палива з використанням F – критерію Фішера.

5. Підтверджена адекватність математичної моделі руху колісного трактора з газовим двигуном у прийнятому їздовому циклі шляхом порівняння розрахункових та експериментальних значень основних експлуатаційних показників.

6. Розроблено алгоритм визначення доцільних значень параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора, який дозволяє визначати доцільний порядок переключення передач в залежності від експлуатаційних умов за критерієм мінімальної питомої витрати палива та доцільну максимальну частоту обертання двигуна, при якій відбувається переключення передач, а також доцільні значення величини та швидкості відкриття дросельних заслінок в процесі розгону за критерієм мінімальних сумарних викидів ШР.

РОЗДІЛ 3
МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Мета і програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є отримання дослідних даних для математичної моделі руху колісного трактора під час роботи його двигуна на СПГ за режимами прийнятого їздового циклу, а також перевірка адекватності математичної моделі в цілому.

Відповідно до поставленої мети програма експериментів включала:

1. Визначення серій регулювальних характеристик за складом суміші та кутом випередження запалювання двигуна 4Ч11/12,5 при живленні СПГ.

2. Визначення серій навантажувальних характеристик двигуна 4Ч11/12,5 при живленні СПГ з заміром викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

3. Визначення швидкісних характеристик самостійного і примусового холостого ходу двигуна під час роботи на СПГ.

4. Визначення характеристик механічних втрат двигуна.

5. Виконання серії заїздів колісного трактора (трактор МТЗ-80 з газовим двигуном 4Ч11/12,5 та причепом 2ПТС-4) по прийнятому їздовому циклу при живленні СПГ із заміром витрати газу і фіксацією швидкості трактора, положення дросельних заслінок, частоти обертання колінчастого вала та абсолютного тиску у впускному трубопроводі на ноутбук.

Для виконання цих задач переобладнано дизель 4Ч11/12,5 для роботи на СПГ згідно із розробленим способом [98] та проведені експериментальні моторні дослідження газового двигуна, встановленого на гальмівному стенді.

3.2. Об’єкти експериментальних досліджень

Об’єктом стендових моторних досліджень був чотирициліндровий чотиритактний двигун 4Ч11/12,5 (Д-240), заводський №727568, переобладнаний для роботи на СПГ та встановлений на гальмівному стенді (рис. 3.1.).

Рисунок 3.1 – Переобладнаний з дизеля Д-240 газовий двигун на гальмівному стенді

Конвертований з дизеля газовий двигун [99] із встановленим газоповітряним змішувачем, переривачем-розподільником запалювання, відцентровим датчиком обмежувача максимальних обертів колінчастого вала двигуна (з двигуна ЗМЗ-53) зображений на рис. 3.2.

Датчик обмежувача встановлено замість лічильника мотогодин в передній кришці двигуна з приводом від розподільчого вала. При цьому датчик обмежувача, відрегульовано на спрацювання при перевищенні номінальної частоти обертання зміною жорсткості пружини клапана.

Переобладнання дизеля в газовий двигун з іскровим запалюванням виконувалося з мінімальними змінами його конструкції з метою забезпечення можливості зворотньої конвертації за схемою, зображеною на рис. 3.3.

Для забезпечення роботи двигуна на СПГ зменшено ступінь стискання з 16 до 12 одиниць. Ступінь стискання вибирався з теплового розрахунку за умовою забезпечення прийнятних температур і тисків в циліндрі. Демонтовано дизельну паливну апаратуру та встановлено серійну газову паливну апаратуру вантажного автомобіля та серійну безконтактну електронну систему запалювання з датчиком Хола [100, 101].

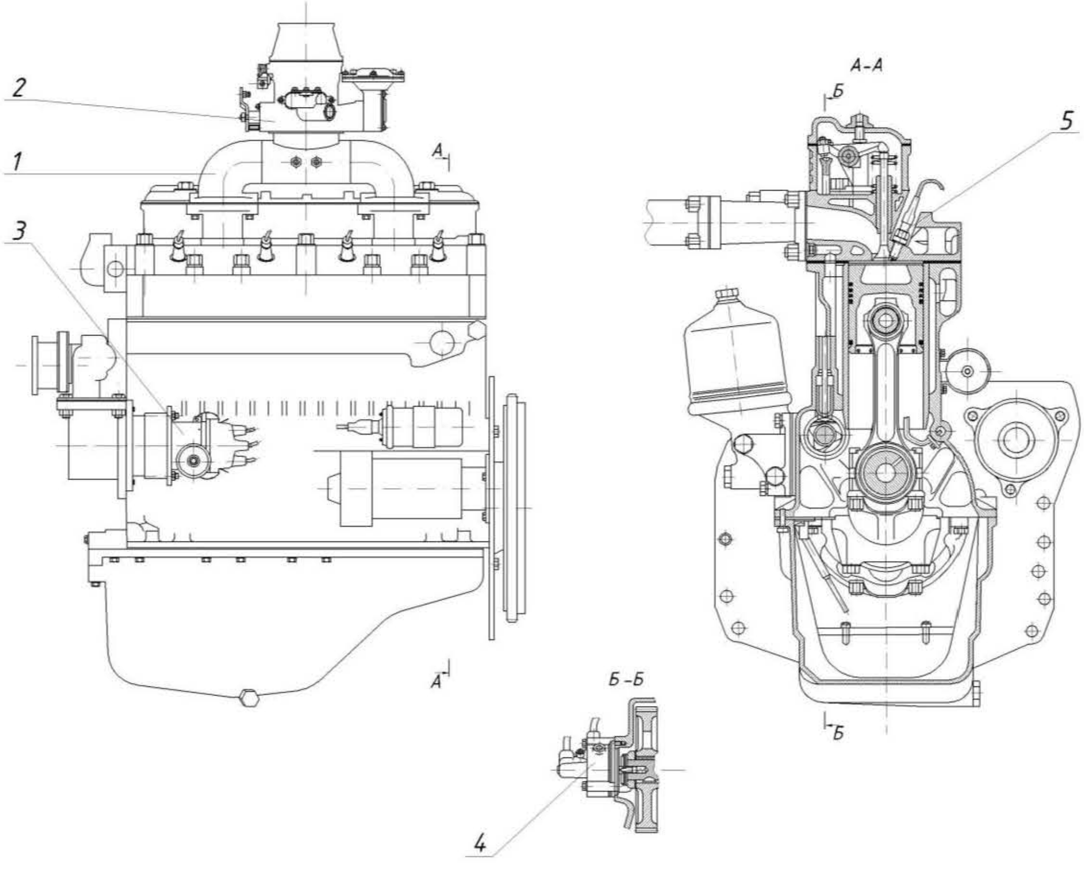


Рисунок 3.2 – Конвертований з дизеля газовий двигун з іскровим запалюванням:

1 – впускний трубопровід; 2 – газоповітряний змішувач; 3 – переривач-розподільник запалювання; 4 – відцентровий датчик обмежувача максимальних обертів колінчастого вала; 5 – свічка запалювання.

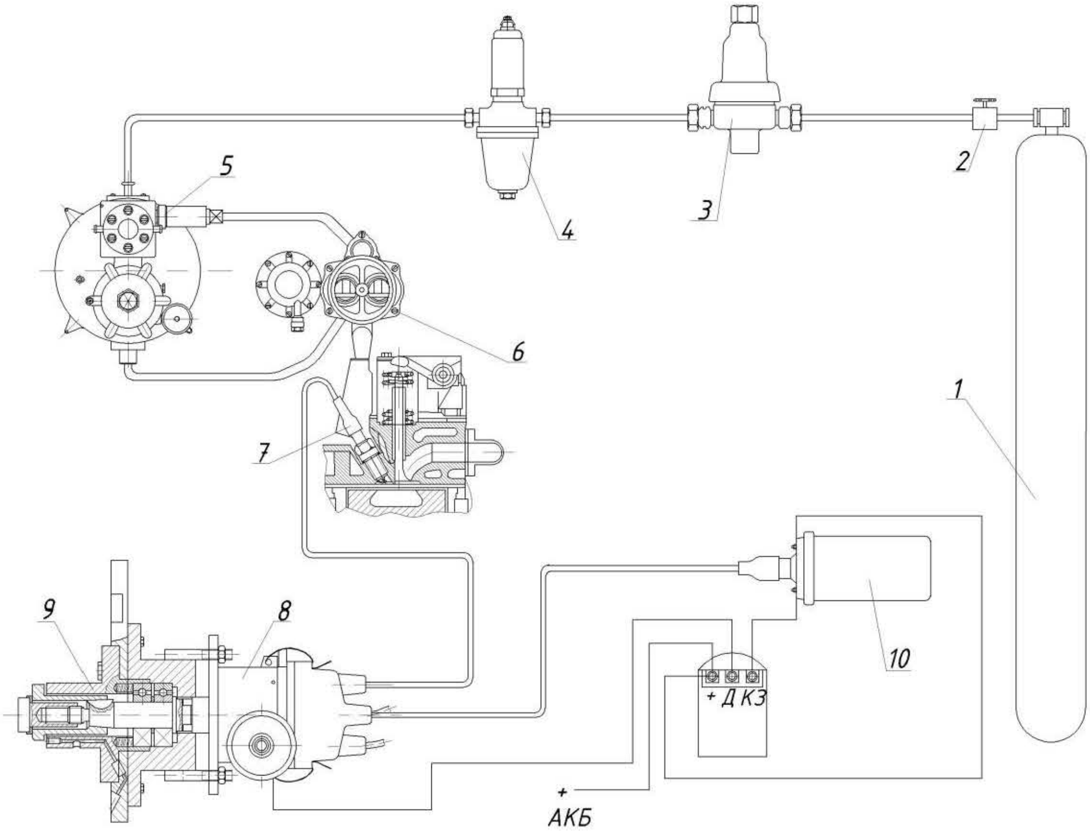


Рисунок 3.3 – Схема систем живлення та запалювання газового двигуна: 1 – газовий балон; 2 – газовий вентиль; 3 – газовий редуктор високого тиску; 4 – газовий клапан; 5 – газовий редуктор низького тиску; 6 – газовий змішувач; 7 – свічка запалювання; 8 – переривач-розподільник; 9 – привод переривача-розподільника; 10 – котушка запалювання.

Зменшення ступеня стискання газового двигуна (рис. 3.4) забезпечено шляхом встановлення між головкою блоку і блоком циліндрів 3-х прокладок загальною товщиною Δ = 4,5 мм (двох штатних металоазбестових і однієї із листового дюралюмінію між ними). Після встановлення прокладок виконано регулювання теплових зазорів в клапанному механізмі – 0,25 мм і 0,40 мм для впускних і випускних клапанів.

В газовому двигуні використана штатна камера згоряння дизеля Д-240, яка розміщена в поршні, шатрової форми, типу ЦНИДИ. Посилена турбулізація заряду в такій камері згоряння сприяє зменшенню схильності до детонації газоповітряних сумішей.

Технічна характеристика газового обладнання наведена в табл. 3.1.

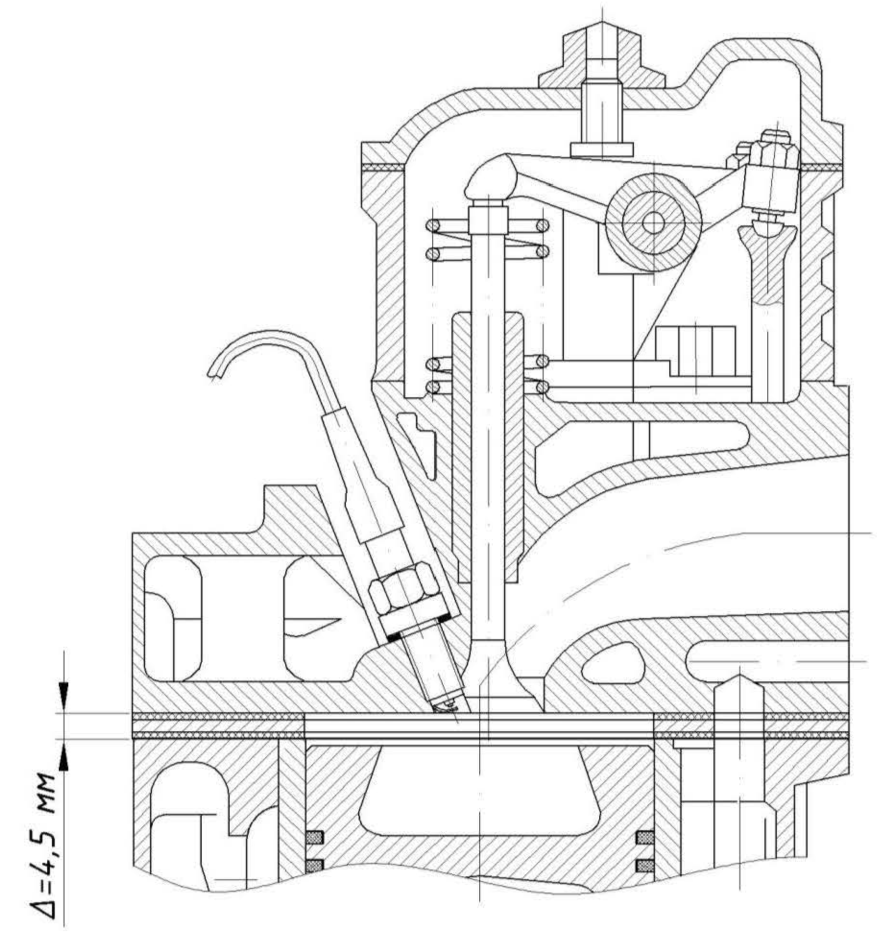


Рисунок 3.4 – Конструктивні особливості переобладнання дизеля 4Ч11/12,5 для роботи на природному газі

Дозування кількості газоповітряної суміші забезпечувалось серійним газоповітряним змішувачем СГ-250 з виконавчим механізмом обмежувача максимальних обертів. Для рівномірного розподілу газоповітряної суміші по циліндрах двигуна впускний трубопровід виготовлений з центральним розміщенням газоповітряного змішувача [99] і встановлений на двигун.

Таблиця 3.1 – Коротка технічна характеристика газової апаратури

№ з/п	Елементи системи живлення природним газом	Характеристика елементів
1.	Балони для СПГ	З вуглецевої сталі, об'ємом 50 л
2.	Підігрівач стиснутого газу	Рідинний
3.	Газовий редуктор високого тиску	Одноступінчатий, мембранного типу
4.	Газовий редуктор низького тиску	Двоступінчастий, мембранно-важільного типу
5.	Електромагнітний клапан з фільтром	З сітчастим фільтруючим елементом
6.	Газоповітряний змішувач СГ-250	Двокамерний, з системою холостого ходу. Включення камер – паралельне
7.	Манометри тиску: 25 МПа 0,6 МПа	Мембранний, механічний розташований на балоні (тип М1Д-13) Електричний, дистанційний, розміщений на редукторі низького тиску (М 358)
8.	Вентилі: розхідний наповнювальний	Метановий балонний, типу ВМР-1 Метановий балонний, типу ВМН-1

На газовий двигун було встановлено безконтактну систему запалювання з датчиком Хола в переривачі-розподільнику, яка встановлюється на бензинових двигунах МеМЗ-245. В даній системі енергія іскрового розряду до 50 МДж забезпечує роботу двигуна на збіднених паливоповітряних сумішах. Така система запалювання надійна в роботі, не вимагає регулювань в процесі експлуатації та має невисоку вартість [102, 103].

Для встановлення переривача-розподільника та іскрових свічок запалювання були виконані необхідні слюсарні операції. Так іскрові свічки запалювання встановлено на місце форсунок дизеля, шляхом нарізання різьби М12*10 в отворах під розпилювачі форсунок (рис. 3.4) без їх розсвердлювання, а переривач-розподільник – на місце паливного насоса високого тиску в спеціально виготовленому приводі (рис 3.5). Переривач-розподільник споряджений відцентровим та вакуумним регуляторами кута випередження запалювання. У відцентровому регуляторі кута випередження запалювання встановлені тягарці визначеної за розрахунком для двигуна Д-240 маси (рис. 3.6), а також пружини тягарців з розрахунковою жорсткістю. У вакуумному регуляторі встановлена пружина з розрахунковою жорсткістю.

Елементи системи живлення дизельним паливом були демонтовані, а конструкція вузлів інших механізмів та систем дизеля не змінювалась.

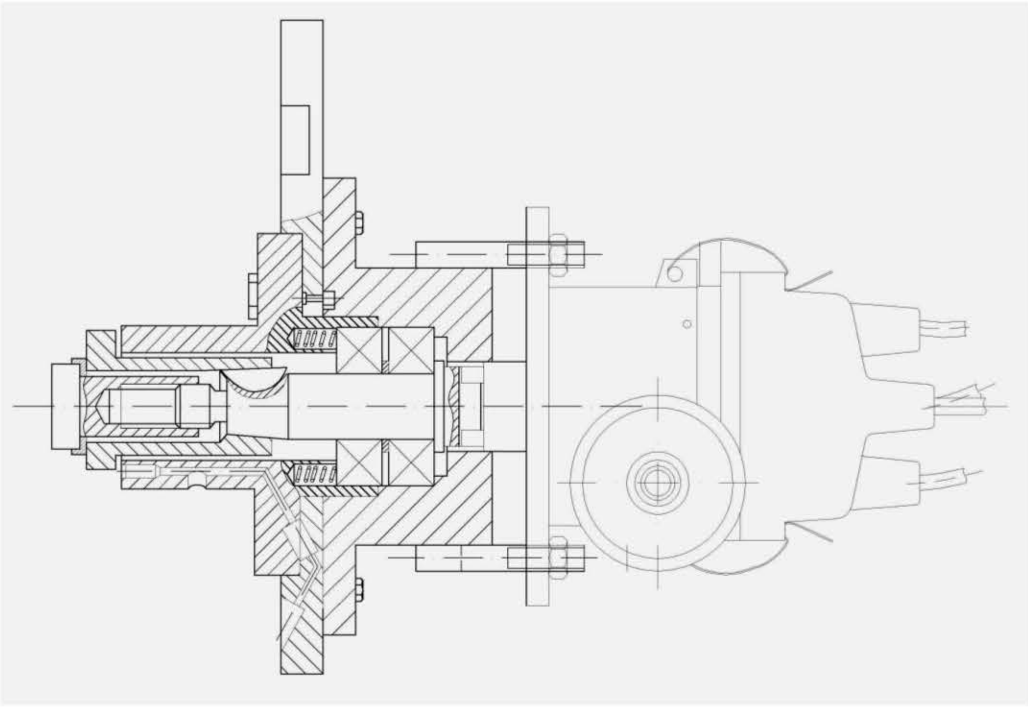


Рисунок 3.5 – Привод переривача-розподільника

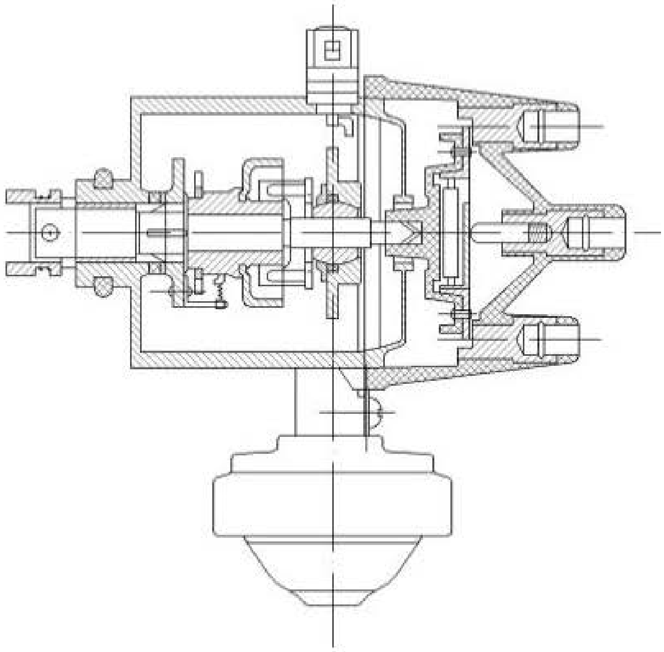


Рисунок 3.6 – Схема переривача-розподільника запалювання з внесеними конструктивними змінами

Порівняння основних показників технічної характеристики дизеля та його газової модифікації наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Коротка технічна характеристика дизеля 4Ч11/12,5 та його газової модифікації

№ з/п	Найменування параметрів	Значення параметрів	
1.	Тип двигуна	дизельний	газовий
2.	Число тактів	4	4
3.	Число і розташування циліндрів	4, рядне вертикальне	4, рядне вертикальне
4.	Робочий об'єм, *л*	4,75	4,75
5.	Діаметр циліндра і хід поршня, *мм*	110/125	110/125
6.	Ступінь стискання	16	12
7.			
8.	Номінальна потужність, *кВт*	55,1	57,3
9.	Максимальний крутний момент, *Н·м*	274	280
10.	Паливо	ДП	СПГ
11.	Спосіб сумішоутворення	внутрішнє	зовнішнє
12.	Спосіб запалювання пальної суміші	самозаймання	примусове від іскри

Об'єктом дорожніх випробувань був колісний трактор МТЗ-80 1985 року випуску, показаний на рис. 3.8 та причіп 2ПТС-4. Тракторний дизель (рис. 3.9) переобладнувався за тією ж методикою і з використанням того ж обладнання, що і при стендових випробуваннях. Крім того, привод керування важелем регулятора паливного насоса був замінений приводом керування дросельними заслінками газоповітряного змішувача [104]. Газовий балон було закріплено на підмоторній рамі.

Рисунок 3.8 – Колісний трактор МТЗ-80 з переобладнаним з дизеля газовим двигуном

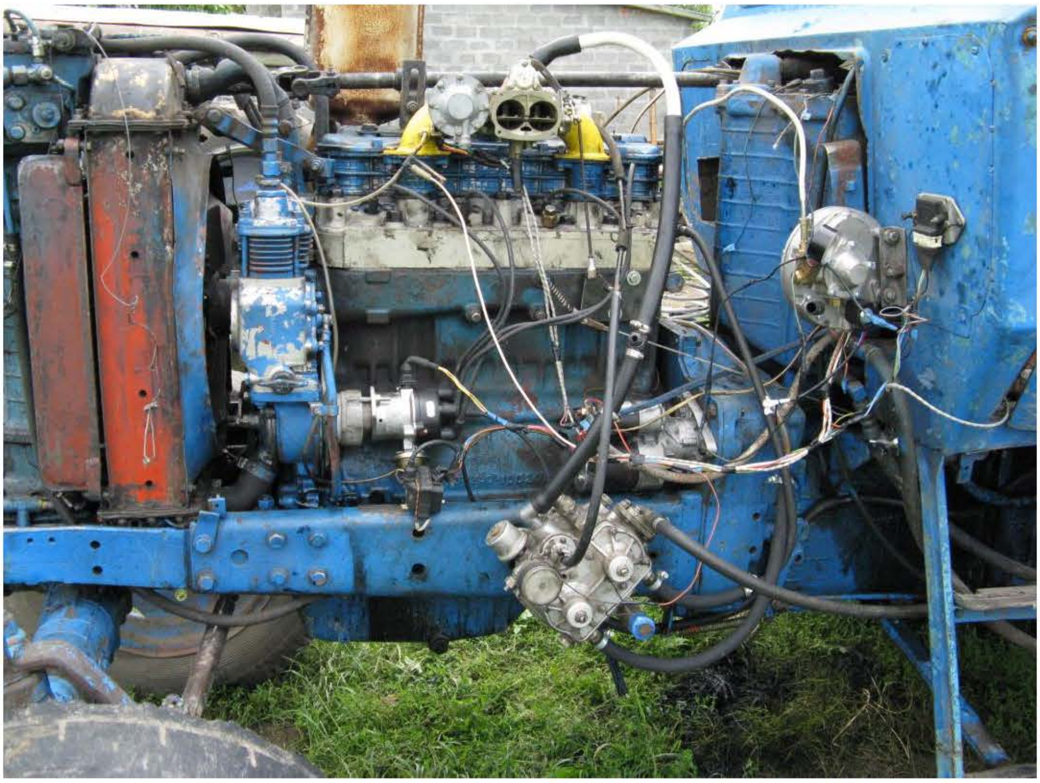


Рисунок 3.9 – Газовий двигун трактора МТЗ-80

3.3. Установки, прилади та обладнання для експериментальних досліджень

Для проведення стендових моторних досліджень газового двигуна 4Ч11/12,5 використовувався електричний гальмівний стенд КИ-4893 ГОСНИТИ (рис. 3.10), потужністю 40 кВт та максимальною гальмівною потужністю 77 кВт при частоті обертання ротора 2000 хв$^{-1}$ та динамометр із шкалою 0-50 кгс.

Годинна витрата повітря вимірювалася датчиком масової витрати повітря Hitachi термоанемометричного типу (рис. 3.11), який використовується в системах живлення двигунів з впорскуванням бензину. Межі вимірювання масової витрати повітря датчиком – 5…500 кг/год, максимальна похибка вимірювання – не більше ± 4 %. На рис. 3.12 наведена тарувальна характеристика датчика масової витрати повітря.

Рисунок 3.10 – Гальмівний стенд КИ-4893 ГОСНИТИ

Годинна витрата природного газу визначалась за величиною падіння тиску в газовому балоні (рис. 3.13) на зразковому манометрі кл. 0,25 з діапазоном вимірювання надлишкового тиску 0…250 кг/см^2. Методика вимірювання витрати природного газу описана в п. 3.4.1.

Рисунок 3.11 – Датчик масової витрати повітря

Частота обертання колінчастого валу двигуна вимірювалася за допомогою електричного тахометра ТЕ 204 №0481310. При цьому використовувався датчик ДТЕ-2 №6602205.

Температура охолоджуючої рідини в системі охолодження двигуна підтримувалася в межах 85–95 °С, а температура масла в піддоні 80-90 °С. Температура охолоджуючої рідини в сорочці охолодження та температура масла в піддоні двигуна вимірювалася термометром з термодатчиком ТМ–100 та логометричним покажчиком з межею вимірів від 40 до 120 °С та допустимою похибкою за температури 80–100 °С не більше +5 °С.

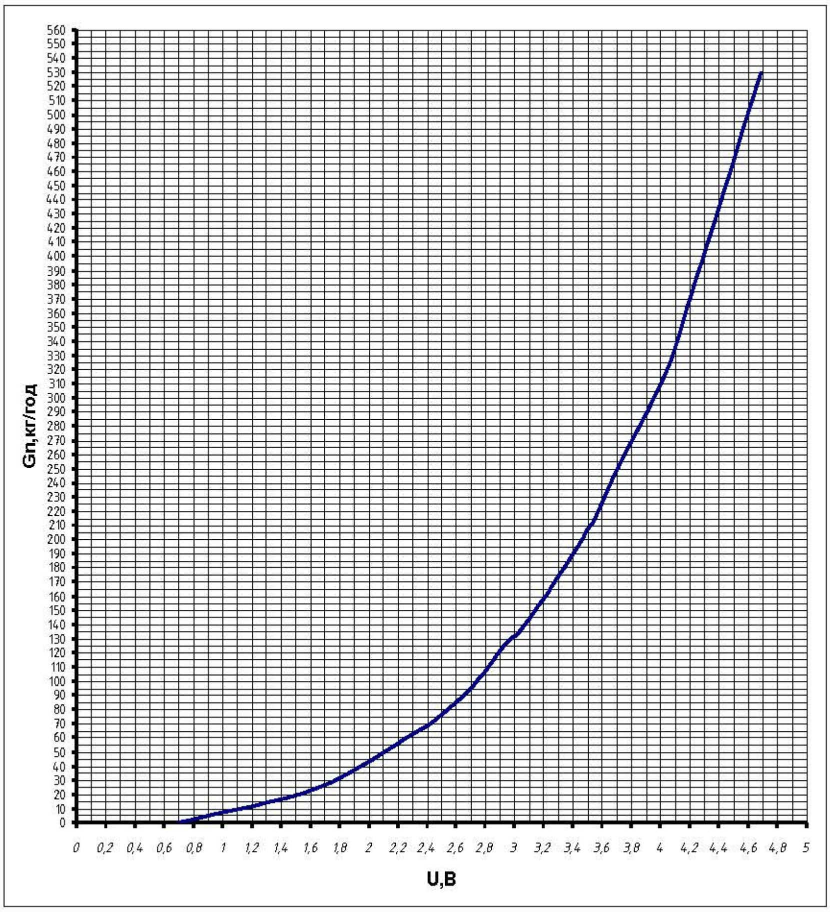


Рисунок 3.12 – Тарувальна характеристика датчика масової витрати повітря

Тиск масла в системі мащення двигуна контролювався за допомогою пружинного манометра МОШ 1–100 ГОСТ 2405-72 зі шкалою 0–100 кГс/см^2 та ціною поділки шкали 0,25 кГс/см^2.

Рисунок 3.13 – Газовий балон з манометром для вимірювання витрати газу

Для вимірювання концентрацій шкідливих речовин у ВГ за компонентами: оксид вуглецю CO, вуглеводні C_mH_n та оксиди азоту NO_x використовувався комплекс газоаналізуючої апаратури (рис. 3.14).

Вимірювання об'ємних часток оксиду вуглецю CO та вуглеводнів C_mH_n здійснювалося газоаналізатором SUN MGA 1500.

Діапазони вимірювань:

- по каналу CO – об'ємна частка оксиду вуглецю від 0 до 9,999%;
- по каналу C_mH_n – об'ємна частка вуглеводнів від 0 до 9999 млн$^{-1}$;

Мінімальний розряд цифр відлікових пристроїв:

- по каналу CO – 0,001 %;
- по каналу C_mH_n – 1 млн$^{-1}$.

Допустима абсолютна похибка вимірювань газоаналізатора – ± 2%.

Рисунок 3.14 – Комплекс газоаналізуючої апаратури для визначення концентрацій токсичних компонентів у ВГ

Об'ємні частки оксидів азоту вимірювалися газоаналізатором 344ХЛ–011, що працює по хемілюмінесцентному принципу: при миттєвій реакції NO та азоту у вакуумі утворюється двооксид азоту, частина якого (біля 10%) активна і при переході в стабілізовану – дає люмінесцентне світіння. Діапазон вимірювань NO та NO_x: 0…200, 0…500, 0…1000, 0…2000, 0…5000 млн$^{-1}$, межі допустимої абсолютної похибки вимірювань NO не перевищує ± 15 % діапазона вимірювань, NO_x ± 25 % для діапазона 0…200 млн$^{-1}$ та 20 % для інших діапазонів.

Абсолютний тиск у впускному трубопроводі Δp_k вимірювався зразковим вакуумметром класу 1,5.

Кут випередження запалювання вимірювався електроламповим стробоскопом ПАС–2 за градуйованою шкалою на шківу колінчастого вала двигуна для привода вентилятора і генератора.

Під час проведення експериментальних досліджень використовувалось моторне масло відповідно до технічної документації заводу виробника двигуна. Змащувальні матеріали та палива відповідали прийнятим ГОСТ та ТУ. СПГ відповідав ГОСТ 27577 – 87.

Похибки приладів та обладнання, яке використовувалось під час проведення експериментальних досліджень газового двигуна, наведено в табл. 3.3.

Похибки вимірювань визначались за відомою методикою, наведеною в [105].

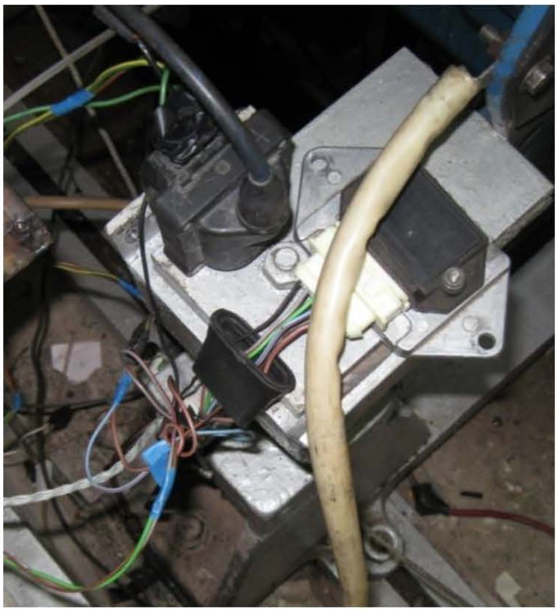
Таблиця 3.3 – Похибки приладів та обладнання, яке використовувалось під час проведення експериментальних досліджень газового двигуна

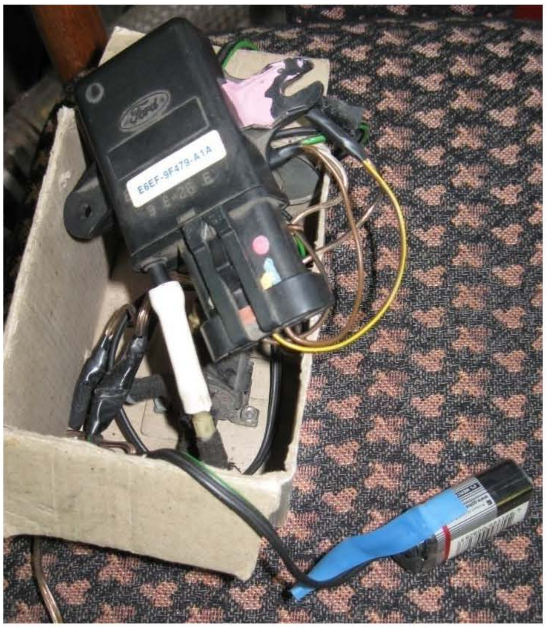
№ з/п	Величина, яка вимірювалась	Розмір-ність	Засоби вимірювання	Похибка
1.	Частота обертання колінчастого вала двигуна	$хв^{-1}$	Гальмівний стенд КИ-4893 ГОСНІТІ	± 20
2.	Сила, яка створює навантаження на двигун	кГс	Динамометр гальмівного стенду КИ-4893 ГОСНІТІ	+0,5%
3.	Тиск СПГ	$кг/см^2$	Зразковий манометр	0,25%
4.	Витрата повітря	кг/год	Датчик масової витрати повітря HITACHI AFH50-12A	± 4%
5.	Розрідження у впускному трубопроводі	Па ($кгс/см^2$)	Вакуумметр зразковий	100 (0,001)
6.	Кут випередження запалювання	градус	Стробоскоп ПАС-2	±1
7.	Час	с	секундомір	± 0,1
8.	Температура охолоджуючої води	^0C	термометр ТПП - СК	± 1,0
9.	Тиск оливи в системі мащення	Па ($кг/см^2$)	Манометр кл. 2,5	± 9800(0,1)
11.	Відносна вологість повітря	%	Волосяний гігрометр	± 2,5
12.	Вміст шкідливих речовин:		газоаналізатори:	
	а) оксид вуглецю CO б) вуглеводні C_mH_n в) оксиди азоту NO_x	% $млн^{-1}$ $млн^{-1}$	SUN MGA 1500 SUN MGA 1500 344 - ХЛ - 01	± 2 % ± 2 % ± 20 %

Під час проведення дорожніх випробувань для запису змінних параметрів на колісному тракторі був застосований спеціально створений програмно-апаратний комплекс. Було вибрано параметри, які потрібно записувати – це частота обертання колінчастого вала двигуна, абсолютний тиск у впускному трубопроводі, кут відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача та частота обертання ведучого колеса трактора (за якою можна визначити швидкість його руху).

Після вибору досліджуваних параметрів було вибрано та встановлено відповідні датчики (рис. 3. 15 і 3. 16), які сприймають величини цих параметрів. В якості датчиків частоти обертання колінчастого вала, абсолютного тиску у впускному трубопроводі, кута відкриття дросельних заслінок використані серійні автомобільні датчики. Для визначення частоти обертання ведучого колеса трактора виготовлено пристрій на основі датчика Холла. Вибрано плату аналого-цифрового перетворювача (АЦП) Е14-140 фірми L–Card, яка проводить опитування цих датчиків та передає отримані дані на персональний комп'ютер (ПК). Було розроблено структурну та функціональну схему апаратної частини комплексу, виконано під'єднання датчиків до АЦП, а АЦП до комп'ютера. В якості ПК використано ноутбук (рис. 3.17) на базі процесора Intel Core Dual з тактовою частотою 1,66 GHz з об'ємом оперативної пам'яті 2 Gb [106].

Після створення апаратної частини було створено програмну частину комплексу, призначену для остаточної обробки записаних сигналів на ПК. Було вибрано програму LGraph 2, яка здійснює комутацію АЦП з ПК, дозволяє в режимі реального часу спостерігати за значеннями досліджуваних параметрів та їх зміною, а також проводити запис сигналів датчиків із подальшим збереженням цих записів на жорсткому диску ПК і експортом цих записів у текстовий файл та графіків цих записів у графічний файл bmp.





а б

Рисунок 3.15 – Датчик для визначення частоти обертання колінчастого вала двигуна (а) і датчик абсолютного тиску у впускному колекторі (б)

а б

Рисунок 3.16 – Датчик положення дросельної заслінки (а) і датчик частоти обертання ведучого колеса (б)

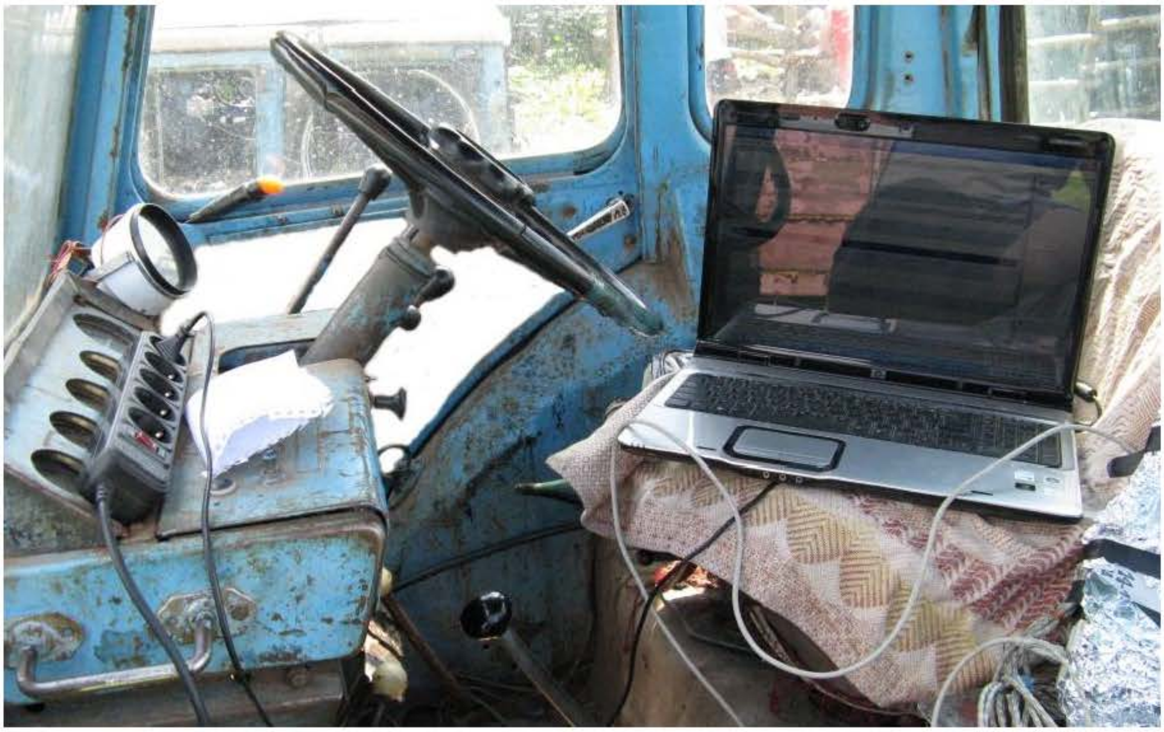


Рисунок 3.17 – Реєструюча апаратура (ноутбук і АЦП) для фіксації параметрів руху колісного трактора

В доповнення до цієї програми був розроблений власний програмний продукт, який здійснює остаточну специфічну обробку отриманих даних. Розроблена програма Calc&Graph дозволяє завантажувати і опрацьовувати файли будь-якої величини (обмеження накладають лише апаратні можливості конкретного ПК), будувати графіки завантажених сигналів та оброблених даних, зберігати результати своєї роботи у текстовий файл для подальшого дослідження та обробки.

3.4. Методика проведення експериментальних досліджень

3.4.1 Методика проведення стендових досліджень

Для порівняльної оцінки енергетичних, економічних і екологічних показників газового двигуна з відповідними показниками базового дизеля були зняті навантажувальні характеристики двигуна для частот обертання 1200, 1400, 1600, 1800, 2000 хв$^{-1}$.

За методиками [64, 107, 108, 109] складалися плани факторного експерименту в опорних точках яких визначалися коефіцієнти поліноміальних залежностей. Поліноміальні залежності описують газовий двигун як споживача газу та повітря і джерело шкідливих викидів у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів в залежності від частоти обертання $n_д$ та розрідження у впускному трубопроводі Δp_k.

За отриманими результатами визначено коефіцієнт надміру повітря α, ефективну потужність двигуна N_e і питому ефективну витрату палива g_e для кожного з випробувальних режимів.

Такі ж показники і параметри реєструвались при знятті швидкісної характеристики самостійного та примусового холостого ходу.

Навантажувальні характеристики та характеристики холостого ходу визначались згідно ГОСТ 18509–88 [109].

Умовні механічні втрати було визначено методом прокручування колінчастого вала прогрітого двигуна електричною машиною, за її роботи як двигуна в діапазоні частот обертання 500…2000 хв$^{-1}$.

Розрахунок годинної витрати СПГ при стендових дослідженнях проводився за такою методикою.

Для визначення годинної витрати природного газу на кожному випробувальному режимі було встановлено балон високого тиску об’ємом 50 л, який приєднувався до системи живлення двигуна між газовим редуктором високого тиску і основною групою балонів (рис. 3.13). При проведенні замірів перекривався розхідний вентиль на основних балонах, і живлення двигуна газом здійснювалося лише від додаткового балону, після чого знову відкривався розхідний вентиль.

Для візуального контролю тиску в балоні використовувався зразковий манометр номіналом 250 кгс/см^2 і ціною поділки 0,25 кгс/см^2. Фіксувались величина зміни тиску в балоні Δp і час, за який виконувалось вимірювання $\tau_г$. Витрата газу визначалася з рівняння стану газу.

Маса газу, яка була в балоні до початку вимірювання:

$$m_1 = \frac{p_1 \cdot V \cdot M}{R \cdot T}, \tag{3.1}$$

де p_1 – тиск газу в балоні до початку вимірювання;

V – об'єм балона;

M – молярна маса газу;

R – універсальна газова стала;

T – температура газу в балоні.

Відповідно, маса газу в балоні після замірювання:

$$m_2 = \frac{p_2 \cdot V \cdot M}{R \cdot T}, \tag{3.2}$$

де p_2 – тиск газу в балоні до початку вимірювання;

Тоді маса газу, що витратилась під час замірювання:

$$\Delta m = m_1 - m_2 = \frac{\Delta p \cdot V \cdot M}{R \cdot T}. \tag{3.3}$$

Годинна витрата газу рівна:

$$G_Г = \frac{\Delta m \cdot 3600}{\tau_Г}, \text{ кг/год.} \qquad (3.4)$$

При дослідженні двигун було обладнано штатними генератором, масляним і водяним насосами. З маточини вентилятора було демонтовано лопасті. Експерименти проводились на двигуні без повітряного фільтра і водяного радіатора системи охолодження. Для охолодження двигуна використано бак, який наповнювався водопровідною водою. Гаряча вода з верхньої частини бака зливалась за межі лабораторії. Відвід відпрацьованих газів за межі приміщення лабораторії здійснювався вихлопною трубою внутрішнім діаметром 90 мм і довжиною 3 м.

Токсичність ВГ визначалася відповідно [109].

3.4.2 Методика проведення дорожніх випробувань

Дорожні випробування проводились на тракторі МТЗ–80 з причепом 2ПТС–4 з вантажем 4000 кг та включали рух колісного трактора за прийнятим їздовим циклом. Тракторний дизель було переобладнано в газовий двигун з іскровим запалюванням для роботи на СПГ за тією ж методикою і з використанням того ж обладнання, що і при стендових випробуваннях.

Під час випробувань використовувалось паливо – СПГ згідно з ГОСТ 27577–87 і мастильні матеріали згідно з ГОСТ 10541–78.

Дорожні випробування проводились на рівній горизонтальній ділянці дороги з асфальтобетонним покриттям у Волинській області, Горохівському районі поблизу с. Шклінь.

Рух трактора з вантажем за режимами прийнятого їздового циклу імітувався на ділянці дороги в прямому та зворотному напрямку. Перед проведенням заїздів двигун прогрівався до робочої температури, а також перевірявся і доводився до норми тиск повітря в шинах.

Частота обертання колінчастого вала двигуна контролювалася за встановленим в кабіні трактора автомобільним електричним тахометром.

Для визначення витрати природного газу під час руху трактора застосовувався один балон. Витрата газу визначалась величиною падіння тиску на зразковому манометрі кл. 0,25 з діапазоном вимірювання надлишкового тиску 0…250 кг/см^2. Значення тиску в балонах фіксувалось безпосередньо на початку і в кінці заїзду. Методика визначення годинної витрати СПГ наведена в п. 3.4.1

Умови і методика випробовування відповідали ГОСТ 20306 – 90 [110].

3.5. Результати експериментальних досліджень

Першим етапом експериментальних досліджень було визначення регулювальних параметрів конвертованого з дизеля газового двигуна з іскровим запалюванням, який включає зняття серії регулювальних характеристик газового двигуна за кутом випередження запалювання та регулювальних характеристик за складом паливоповітряної суміші, визначених на різних швидкісних режимах. Спочатку визначався та встановлювався оптимальний установочний кут випередження запалювання [111], потім знімались серії регулювальних характеристик за кутом випередження запалювання та регулювальних характеристик за складом паливоповітряної суміші.

На рис. 3.18 показана регулювальна характеристика за кутом випередження запалювання для частоти обертання $n_д$ = 1400 хв$^{-1}$ і розрідження у впускному трубопроводі $\Delta p_к$ = 20 кПа. Оптимальний кут випередження запалювання для даного режиму становить 16,5 ° п.к.в до ВМТ, оскільки при цьому розвиваються найбільші значення крутного моменту і також є мінімальною питома ефективна витрата газу.

Характерно те, що зміна кута випередження запалювання θ значно впливає на вміст деяких шкідливих речовин, зокрема NO_x у відпрацьованих газах. Так при зменшенні θ з 16,5° до 0° п.к.в до ВМТ вміст NO_x зменшується з 909 до 205 млн$^{-1}$ [98]. Вміст CO та C_mH_n у ВГ від зміни θ практично мало залежить.

Значний вплив на ефективні та екологічні показники газового двигуна проявляє коефіцієнт надлишку повітря. На рис. 3.19 показана регулювальна характеристика за складом паливоповітряної суміші для режиму $n_д$ = 1400 хв$^{-1}$ і розрідження у впускному трубопроводі $\Delta p_к$ = 20 кПа. Найкращі ефективні показники забезпечуються на цьому режимі при α = 1,0…1,1. Максимальне значення ефективного крутного моменту складає M_e = 173 Н·м при α = 0,99, а мінімальна питома ефективна витрата газу становить g_e = 14,18 МДж/(кВт·год) при α = 1,16. Збіднення паливоповітряної суміші від α = 1,1 до α = 1,4 призводить до погіршення ефективних показників, при цьому M_e зменшується з 164 Н·м до 130 Н·м, а g_e незначно зростає з 14,18 МДж/(кВт·год) до 14,7 МДж/(кВт·год).

Екологічні показники газового двигуна покращуються при збідненні паливоповітряної суміші. При збільшенні α від 1,1 до 1,4 вміст оксидів азоту NO_x у ВГ зменшується з 960 млн$^{-1}$ до 785 млн$^{-1}$, а концентрація оксиду вуглецю CO знижується з 0,32 % до 0,04 %. Вміст вуглеводнів C_mH_n, при цьому, складає 186…118 млн$^{-1}$.

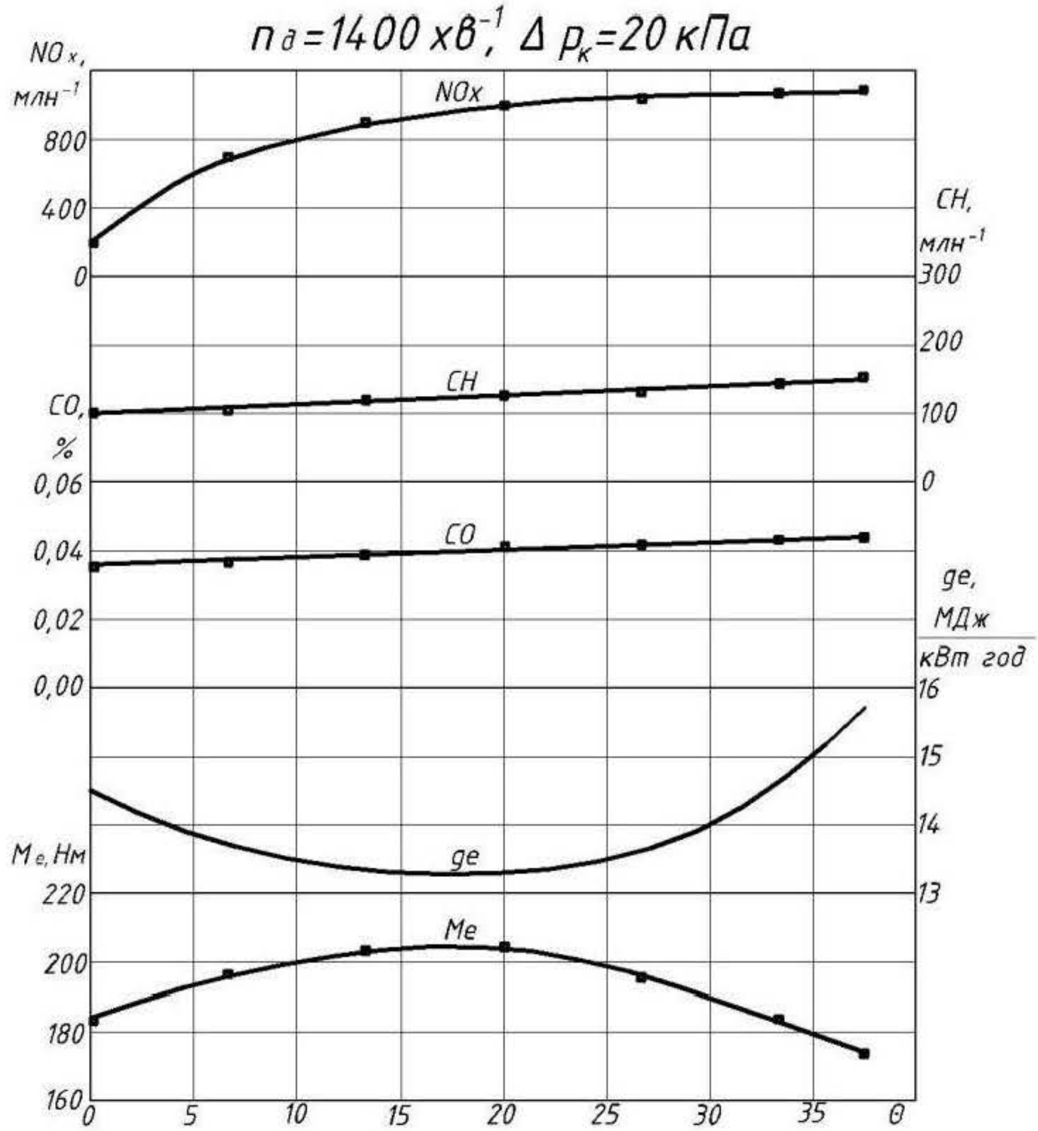


Рисунок 3.18 – Регулювальна характеристика газового двигуна за кутом випередження запалювання

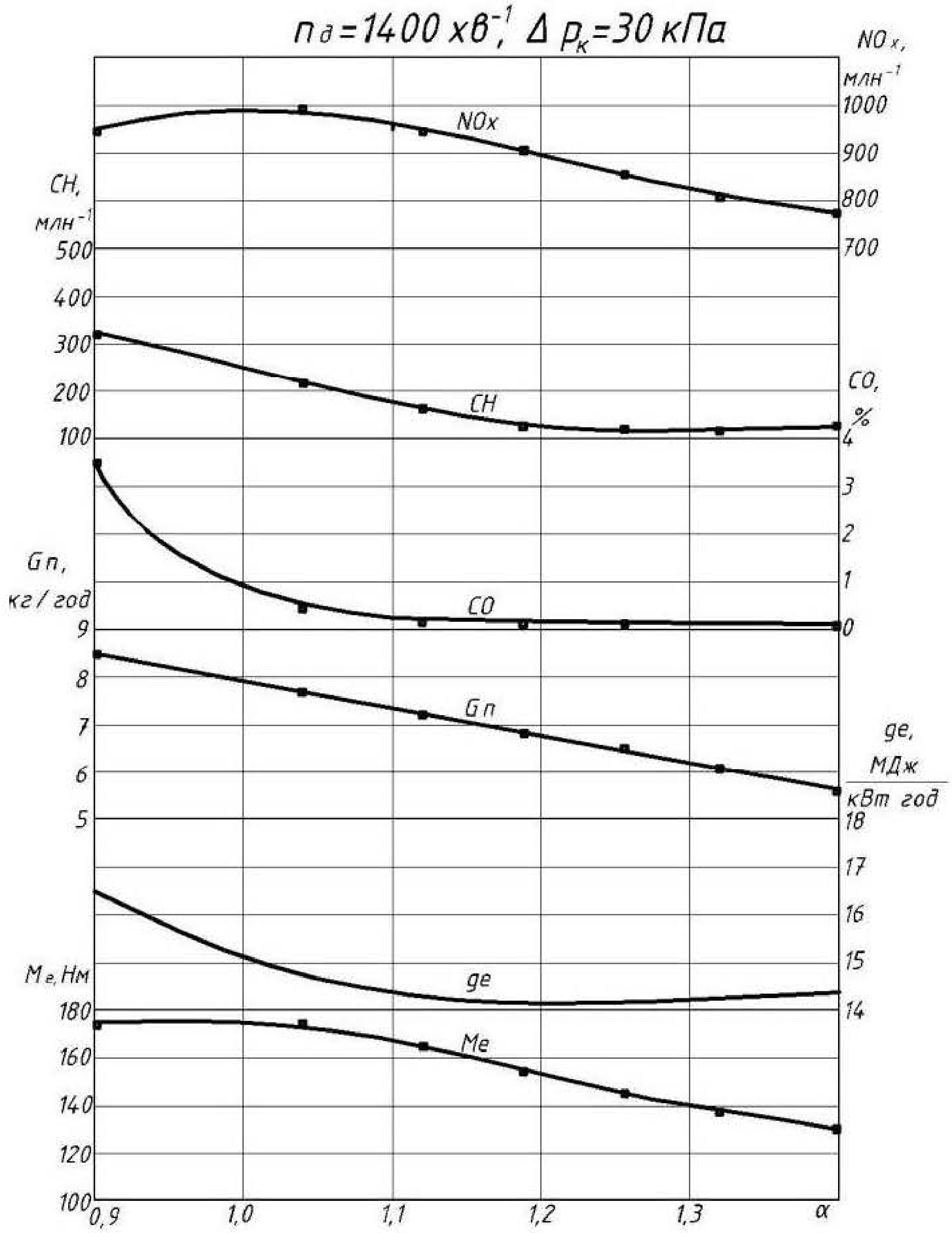


Рисунок 3.19 – Регулювальна характеристика газового двигуна за складом суміші

Збагачення паливоповітряної суміші від $\alpha = 1$ до 0,9 призводить до збільшення концентрацій шкідливих речовин у ВГ газового двигуна. Так вміст C_mH_n зростає з 251 млн$^{-1}$ до 317 млн$^{-1}$, а CO збільшується з 0,93 % до 3,5 %. Вміст NO_x, при цьому, складає 943…997 млн$^{-1}$ [112].

Для оцінки потужнісних, економічних показників та шкідливих викидів газового двигуна 4Ч11/12,5 на різних усталених швидкісних і навантажувальних режимах були отримані навантажувальні характеристики при різних частотах обертання: $n_д$ = 1200, 1400, 1600, 1800, 2000 хв$^{-1}$. Для прикладу на рис. 3.20 показана навантажувальна характеристика газового двигуна при $n_д$ = 1600 хв$^{-1}$. На цій частоті обертання колінчастого вала двигун розвиває максимальну потужність 44,8 кВт. Годинна витрата газу $G_{газ}$ становить 10,5 кг/год. Концентрації шкідливих речовин у ВГ змінюється в залежності від навантаження. Так при малих навантаженнях викиди CO і C_mH_n є максимальними і становлять відповідно 1,7 % та 352 млн$^{-1}$ при $\alpha = 1{,}01$. При цьому вміст оксидів азоту NO_x становить 303 млн$^{-1}$ і є мінімальним. Найменші концентрації CO утворюються при збільшенні навантаження і збідненні паливоповітряної суміші до $\alpha = 1{,}19$ та знаходяться в межах 0,037…0,05 %. Максимальний вміст NO_x 998 млн$^{-1}$ у ВГ має місце при повному навантаженні, а кількість C_mH_n = 99 млн$^{-1}$ при цьому є мінімальною.

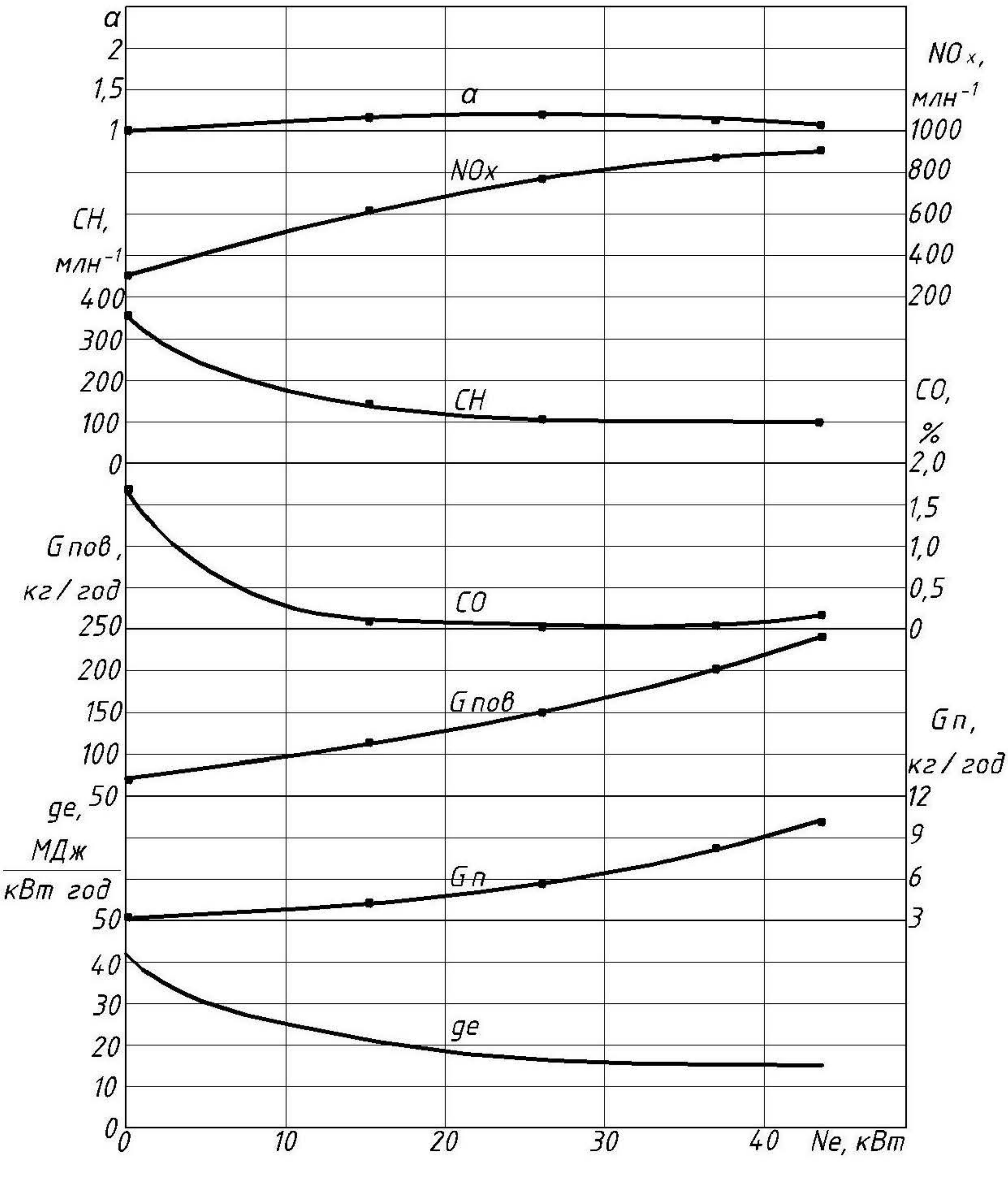


Рисунок 3.20 – Навантажувальна характеристика газового двигуна

$n_д$ = 1600 *хв*$^{-1}$.

Для порівняння показників газового двигуна з показниками дизеля зняті швидкісні та навантажувальні характеристики газового двигуна в усьому діапазоні режимів роботи. Характеристики дизеля взято з роботи [113]. На рис. 3.21 наведені навантажувальні характеристики газового двигуна та дизеля для частоти обертання $n_д$ = 1400 хв$^{-1}$. Аналіз характеристики показує, що під час роботи на СПГ потужність двигуна підвищилась з 40 кВт до 41,4 кВт (на 3,4 %). Деяке підвищення потужності пояснюється роботою двигуна при значно менших значеннях коефіцієнта надлишку повітря α = 0,99…1,1. Еквівалентна питома ефективна витрата палива (в МДж/(кВт·год)) газового двигуна в порівнянні з дизелем збільшилась на 16,8…25,6 %.

Концентрації викидів CO у газового двигуна більші ніж у дизеля на холостому ході та малих навантаженнях, і дещо менші при максимальному навантаженні. Така ж закономірність характерна і для викидів вуглеводнів C_mH_n, з яких переважну частину становить метан CH_4. Викиди NO_x у дизеля менші на середніх навантаженнях, але більші на максимальних. Також у ВГ газового двигуна відсутня сажа, викиди якої мають місце в дизеля [114, 115].

Сумарна токсичність відпрацьованих газів, зведених до оксиду вуглецю CO газового двигуна та дизеля суттєво залежить від навантаження на двигун. Якщо при малих навантаженнях різниця в сумарній токсичності практично відсутня, то при збільшенні навантаження, до максимальних значень сумарна токсичність газового двигуна зменшується до 55 % у порівнянні з дизелем.

На основі методики, описаної в ДСТУ UN/ECE R 49 [116] і отриманих експериментальних результатів, було проведено розрахунок показників паливної економічності та токсичності газового двигуна та дизеля Д-240 для їх порівняльної оцінки. Згідно з представленою в стандарті методикою проведено заміри ефективних і екологічних показників на 13-ти режимах циклу випробувань, наведених в табл. Е1 (додаток Е).

Результати розрахунків питомих шкідливих викидів наведені в табл. Е2 (додаток Е) та на рис. 3.22.

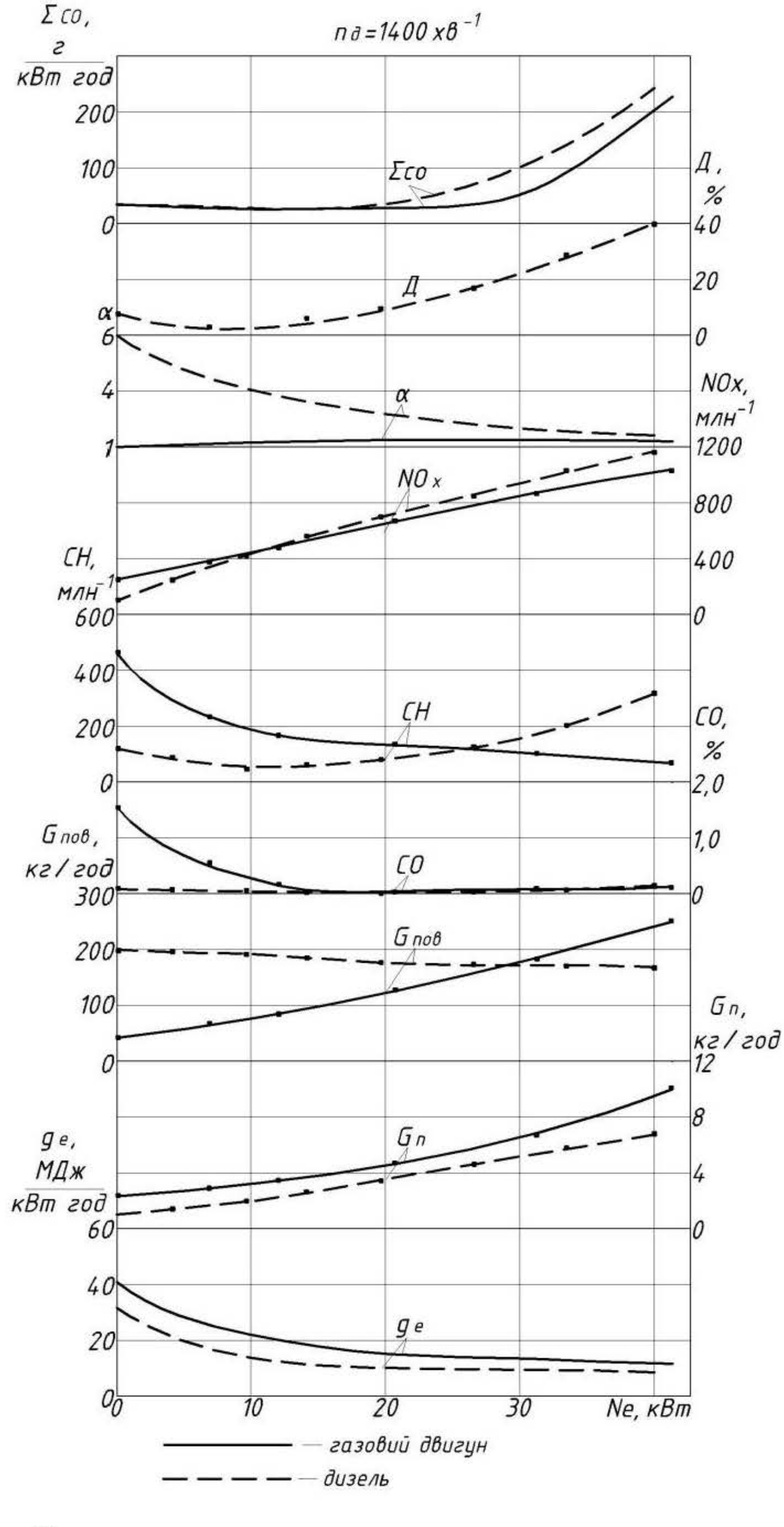


Рисунок 3.21 – Навантажувальна характеристика газового двигуна та дизеля при $n_д$ = 1400 хв$^{-1}$

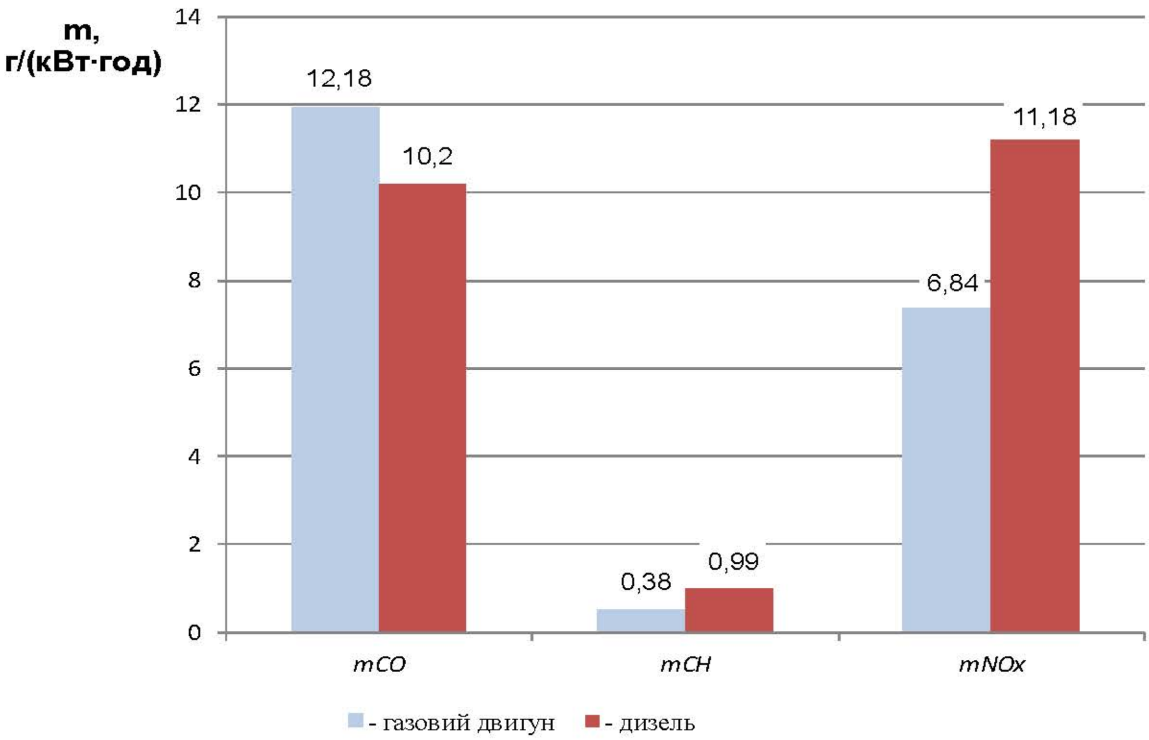


Рисунок 3.22 – Порівняльна діаграма питомих викидів токсичних компонентів ВГ газового двигуна та дизеля

Був проведений аналіз токсичних показників газового двигуна та дизеля. Так питомі викиди оксиду вуглецю газового двигуна на 16,31 % більші, ніж у дизеля. Це можна пояснити тим, що газовий двигун працює на паливоповітряній суміші з нижчими значеннями коефіцієнта надлишку повітря, ніж дизель. Питомі викиди вуглеводнів газового двигуна менші в 2,61 рази, ніж у дизеля, а оксидів азоту – в 1,63 разів менші. Слід відмітити, що вуглеводневий викид газового двигуна набагато безпечніший ніж бензинового, так як основу вуглеводневої частини його відпрацьованих газів складає метан CH_4, який з усіх граничних вуглеводнів має найбільшу стійкість до процесу окислення окислами азоту [49].

Отримані значення питомих витрат палива за цикл випробувань були зведені до єдиних енергетичних одиниць – МДж/(кВт·год).

Аналізуючи отримані значення показників енергетичних затрат, можна сказати, що під час роботи двигуна на СПГ середні сумарні значення еквівалентної питомої ефективної витрати палива, складають – 18,2 МДж/(кВт·год) а при роботі двигуна на ДП – 14,8 МДж/(кВт·год). Отже, газовий двигун споживає на 18,7 % більше палива, приведеного до єдиних енергетичних одиниць, ніж дизель.

Для порівняння токсичності ВГ газового двигуна та дизеля визначалися сумарні питомі викиди, приведені до CO за залежністю 3.5.

$$G_{CO} = A \cdot m_{CO} + B \cdot m_{C_mH_n} + C \cdot m_{NO_x} + D \cdot m_{ТЧ}, \qquad (3.5)$$

де m_{CO}, $m_{C_mH_n}$, m_{NO_x}, $m_{ТЧ}$ – питомі викиди відповідно оксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту і твердих частинок, г/кВт·год;

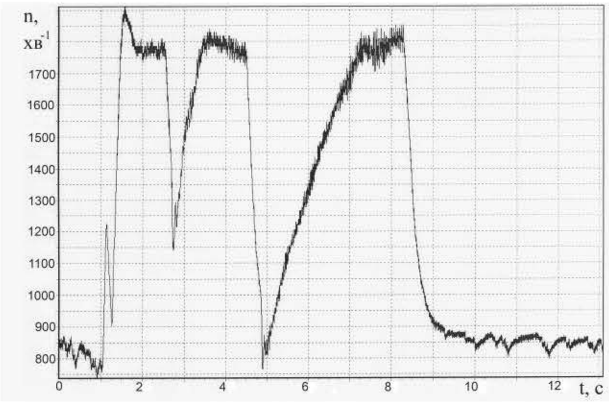
A, B, C, D – коефіцієнти агресивності відповідних компонентів.

Для оцінки сумарної токсичності ВГ двигунів в сучасних дослідженнях приймаються такі значення коефіцієнтів агресивності: $A_{CO} = 1$, $B_{C_mH_n} = 3{,}16$, $C_{NO_x} = 41{,}1$, $D_{ТЧ} = 200$ [117, 118].

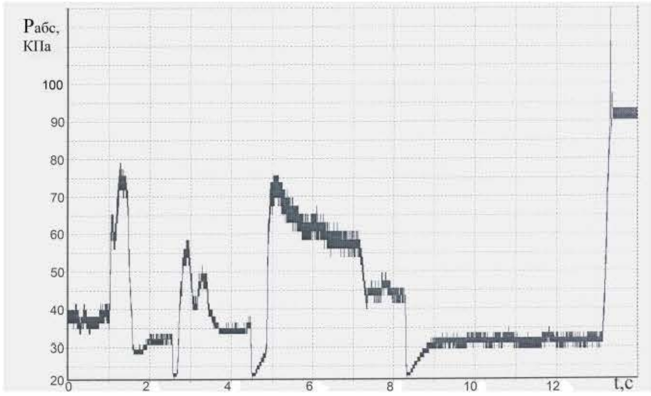
Значення сумарної токсичності ВГ газового двигуна складає 294,52 г/кВт·год, а для дизеля цей показник рівний 578,3 г/кВт·год. Таким чином екологічні показники газового двигуна в 1,96 рази є кращі, ніж у дизеля.

Під час дорожніх випробувань при русі трактора з завантаженим причепом за прийнятим їздовим циклом з переключенням передач транспортного ряду з 6-ї на 8-у та на 9-у на ноутбук безперервно записувались значення чотирьох параметрів: частота обертання колінчастого вала двигуна, абсолютний тиск у впускному трубопроводі, кут відкриття дросельних заслінок та швидкість трактора (рис. 3.23).

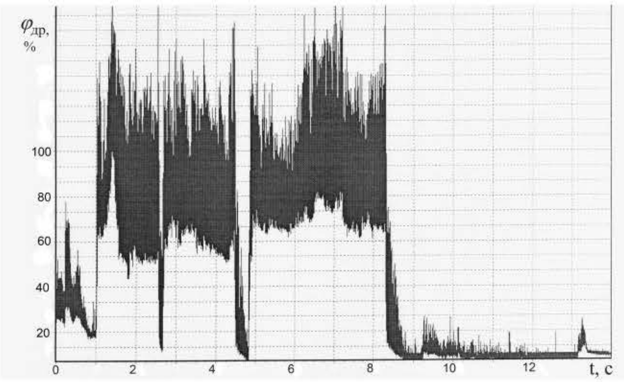
Отримані дані використані при перевірці адекватності математичної моделі руху колісного трактора з газовим двигуном. Також при дорожніх випробуваннях вимірювалась витрата газу за їздовий цикл. Зручність керування трактором при використанні газового двигуна з іскровим запалюванням не погіршилась. Штатна система охолодження забезпечувала нормальний температурний режим двигуна.



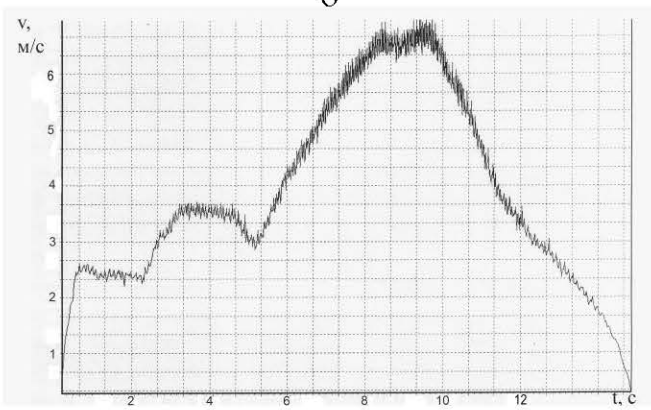
а



б



в



г

Рисунок 3.23 – Діаграми зміни показників колісного трактора МТЗ-80 з газовим двигуном під час руху за їздовим циклом: а – частота обертання колінчастого вала двигуна; б – абсолютний тиск у впускному трубопроводі; в – кут відкриття дросельних заслінок; г – швидкість трактора

Висновки до розділу 3

1. Для проведення експериментальних досліджень проведено переобладнання дизеля Д-240 в газовий двигун з іскровим запалюванням для

роботи на природному газі шляхом зменшення ступеня стискання до $\varepsilon = 12$ і встановлення елементів систем запалювання і живлення природним газом.

2. Результати експериментальних досліджень показали, що переобладнаний з дизеля газовий двигун є роботоздатним у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів. Його ефективна потужність близька до потужності базового дизеля, еквівалентна питома ефективна витрата палива на 16,8…25,6 % більша, ніж у дизеля. Сумарна токсичність $\sum CO$ відпрацьованих газів, газового двигуна та дизеля суттєво залежить від навантаження на двигун. Якщо при малих навантаженнях різниця в сумарній токсичності практично відсутня, то у разі збільшення навантаження, до максимальних значень сумарна токсичність газового двигуна зменшується до 55 % у порівнянні з дизелем.

3. На основі методики правил R 49 ЄЕК ООН проводились порівняння паливної економічності та токсичності газового двигуна та дизеля. Викиди окремих шкідливих речовин на деяких режимах роботи газового двигуна є більшими, ніж у дизеля, але сумарна токсичність відпрацьованих газів, газового двигуна складає 294,52 г/кВт·год, а в дизеля становить 578,3 г/кВт·год. Таким чином екологічні показники газового двигуна в 1,96 рази є кращі, ніж у дизеля. При роботі двигуна на СПГ середні сумарні значення еквівалентної питомої ефективної витрати палива складають – 18,2 МДж/кВт·год, а при роботі двигуна на ДП – 14,8 МДж/кВт·год. Отже, газовий двигун споживає на 18,7 % більше палива, приведеного до єдиних енергетичних одиниць, ніж дизель.

4. Дорожні випробування колісного трактора з газовим двигуном при транспортуванні причепа підтвердили його роботоздатність. Під час руху трактора за прийнятим їздовим циклом записано на ноутбук значення швидкості трактора, кута відкриття дросельних заслінок, абсолютного тиску у впускному трубопроводі та частоти обертання колінчастого вала двигуна.

РОЗДІЛ 4
ДОСЛІДЖЕННЯ НА МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ КЕРУВАННЯ ТРАНСМІСІЄЮ ТА ГАЗОВИМ ДВИГУНОМ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

4.1. Вибір доцільного способу керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора МТЗ-80

4.1.1. Вибір доцільного порядку переключення передач

В процесі розгону і руху колісного трактора з газовим двигуном з постійною швидкістю оператор вибирає порядок переключення передач і кінцеву передачу. Ці параметри керування значно впливають на паливну економічність та шкідливі викиди двигуна. Тому вибір доцільного порядку переключення передач та кінцевої передачі представляє значний інтерес при експлуатації мобільної техніки, особливо з переобладнаним двигуном.

Коробка передач колісного трактора МТЗ-80 має 9 передач переднього ходу транспортного ряду та дві передачі заднього ходу і оснащена понижуючим редуктором. Передатні числа наступні: 1 передача – 13,3; 2 передача – 7,76; 3 передача – 4,6; 4 передача – 3,74; 5 передача – 3,16; 6 передача – 2,7; 7 передача – 2,2; 8 передача – 1,86 і 9 передача – 1. Передатне число понижуючого редуктора 18,13 [119].

Вибір доцільного порядку переключення передач під час розгону колісного трактора з газовим двигуном по прямій горизонтальній дорозі здійснювався за критерієм мінімальної питомої витрати газу $g_{газ}$ шляхом розрахунку на математичній моделі при відтворенні руху колісного трактора МТЗ-80 з причепом в прийнятому їздовому циклі.

В таблиці 4.1 наведено значення питомої витрати газу $g_{газ}$ в г км розгону колісного трактора та часу розгону $t_р$ при різному порядку переключення передач.

Вибір доцільного порядку переключення передач під час розгону колісного трактора з газовим двигуном з причепом і вантажем 4000 кг здійснювався при коефіцієнті опору кочення коліс f_0 = 0,016, який характерний для сухої асфальтобетонної або цементобетонної дороги в хорошому стані.

Таблиця 4.1 – Питома витрата газу $g_{газ}$ та час розгону $t_р$ колісного трактора при різному порядку переключення передач

Показник	Порядок переключення передач							
	4-5-9	4-6-9	5-6-9	5-7-9	5-8-9	6-7-9	7-8-9	6-8-9
$g_{газ}$, *г/км*	520,5	527,4	518,1	530,6	535,5	528,2	518,8	515,1
$t_р$, *с*	224,6	218,1	214,7	217,5	207,4	201,9	215,3	196,1

З таблиці 4.1 видно, що при переключенні передач порядком 6-8-9 має місце найменша питома витрата газу $g_{газ}$, яка становить 515,1 г/км і найменший час розгону – 196,1 с.

Різниця у витраті газу при порядку переключення передач 6-8-9 з порядком переключення передач 5-8-9, при якому спостерігається найбільша витрата газу $g_{газ}$ складає 3,9 %.

Вибір доцільного порядку переключення передач під час розгону колісного трактора з газовим двигуном до 8-ї передачі з вантажем 4000 кг при коефіцієнті опору кочення коліс f_0 = 0,03, який характерний для сухої ґрунтової дороги, до швидкості 5 м/с (18 км/год) здійснювався за даними таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Питома витрата газу $g_{газ}$ та час розгону $t_р$ колісного трактора при різному порядку переключення передач

Показник	Порядок переключення передач					
	4-5-8	4-6-8	4-7-8	5-6-8	5-7-8	6-7-8
$g_{газ}$, г/км	645,1	658,7	686	684,3	707,2	638,3
$t_р$, с	327	333,6	341,3	329,2	337,1	320,1

З таблиці 4.2 видно, що при переключенні передач порядком 6-7-8 спостерігається найменша питома витрата газу $g_{газ}$, яка становить 638,3 г/км та найменший час розгону $t_р$ – 320,1 с.

Різниця у витраті газу при порядку переключення передач 6-7-8 з порядком переключення передач 5-7-8, при якому спостерігається найбільша витрата палива $g_{газ}$ складає 9,8 %.

4.1.2. Вибір доцільних параметрів керування газовим двигуном колісного трактора

До параметрів керування газовим двигуном колісного трактора можна віднести: кут і швидкість відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача та кінцеву частоту обертання колінчастого вала двигуна на кожній передачі під час розгону колісного трактора. Ці параметри відносяться до процесу розгону і мають найбільший вплив на витрату палива та кількість шкідливих викидів.

Вибір доцільних значень параметрів керування газовим двигуном колісного трактора при розгоні здійснювався за критерієм мінімальних сумарних питомих викидів ШР, приведених до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$, та часу розгону t_p шляхом розрахунку на математичній моделі при відтворенні руху колісного трактора МТЗ-80 з причепом в прийнятому їздовому циклі.

Під час руху трактора за прийнятим їздовим циклом переключення передач транспортного ряду відбувалось з 6-ї на 8-у та на 9-у передачу. Доцільний порядок переключення передач був вибраний за критерієм мінімальної питомої витрати палива в пункті 4.2.1. Маса вантажу складала 4000 кг, коефіцієнт опору кочення f_0=0,016.

Вибір кінцевої частоти обертання газового двигуна під час розгону колісного трактора здійснювався за умови досягнення колісним трактором з газовим двигуном тягово-швидкісних показників близьких до показників трактора з дизелем (табл. 4.4). Тому пропонується прийняти кінцеву частоту обертання двигуна 2000 хв$^{-1}$, при цій частоті обертання колісний трактор рухається з швидкістю 8,65 м/с, що є на 7% меншою за максимальну швидкість руху колісного трактора з дизелем за технічною характеристикою трактора.

Зниження кінцевої частоти обертання двигуна з 2000 хв$^{-1}$ до 1400 хв$^{-1}$ призводить до зниження сумарних питомих викидів ШР, приведених до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$ на 10,1%, але при цьому середня швидкість руху зменшується на 27%. Витрата газу зменшується на 15,5 %. Подальше зниження кінцевої частоти обертання двигуна веде до деякого збільшення питомих викидів ШР та різкого зростання часу розгону, що видно з залежностей, показаних на рис. 4.1, які побудовані за даними табл. 4.3. Тому рух при таких частотах обертання є не доцільним.

В таблиці 4.5 наведені сумарні питомі викиди ШР, приведені до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$, колісного трактора при різних кутах відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача в процесі розгону. За даними таблиці 4.4 побудовані залежності, які показані на рис. 4.2.

Таблиця 4.3 – Показники колісного трактора за різних кінцевих частот обертання двигуна під час руху на прямій передачі

Показник	Кінцева частота обертання колінчастого вала двигуна $n_{дк}$, хв$^{-1}$							
	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
$g_{газ}$, *г/км*	435,3	437,4	449,1	462,2	475,6	489,9	501,3	515
$g_{\sum CO}$, *г/км*	536,1	530,1	532,2	539,4	549,4	557,3	573,7	589,2
t_p, *с*	352,2	306,3	260,4	242,8	228,4	215,7	200,8	189,4
$V_{тр}$, *м/с*	5,6	6	6,43	6,8	7,36	7,79	8,22	8,65

Таблиця 4.4 – Показники колісного трактора при різних кутах відкриття дросельних заслінок під час розгону

Показник	Кут відкриття дросельних заслінок $\varphi_{др}$, %						
	40	50	60	70	80	90	100
$g_{газ}$, *г/км*	361,7	365,8	388	418,4	443,1	457,2	469
$g_{\sum CO}$, *г/км*	390,6	407,1	457,6	500,7	525,7	536,6	540,3
t_p, *с*	275,5	262,2	257,1	256,4	253,4	247,3	244,4

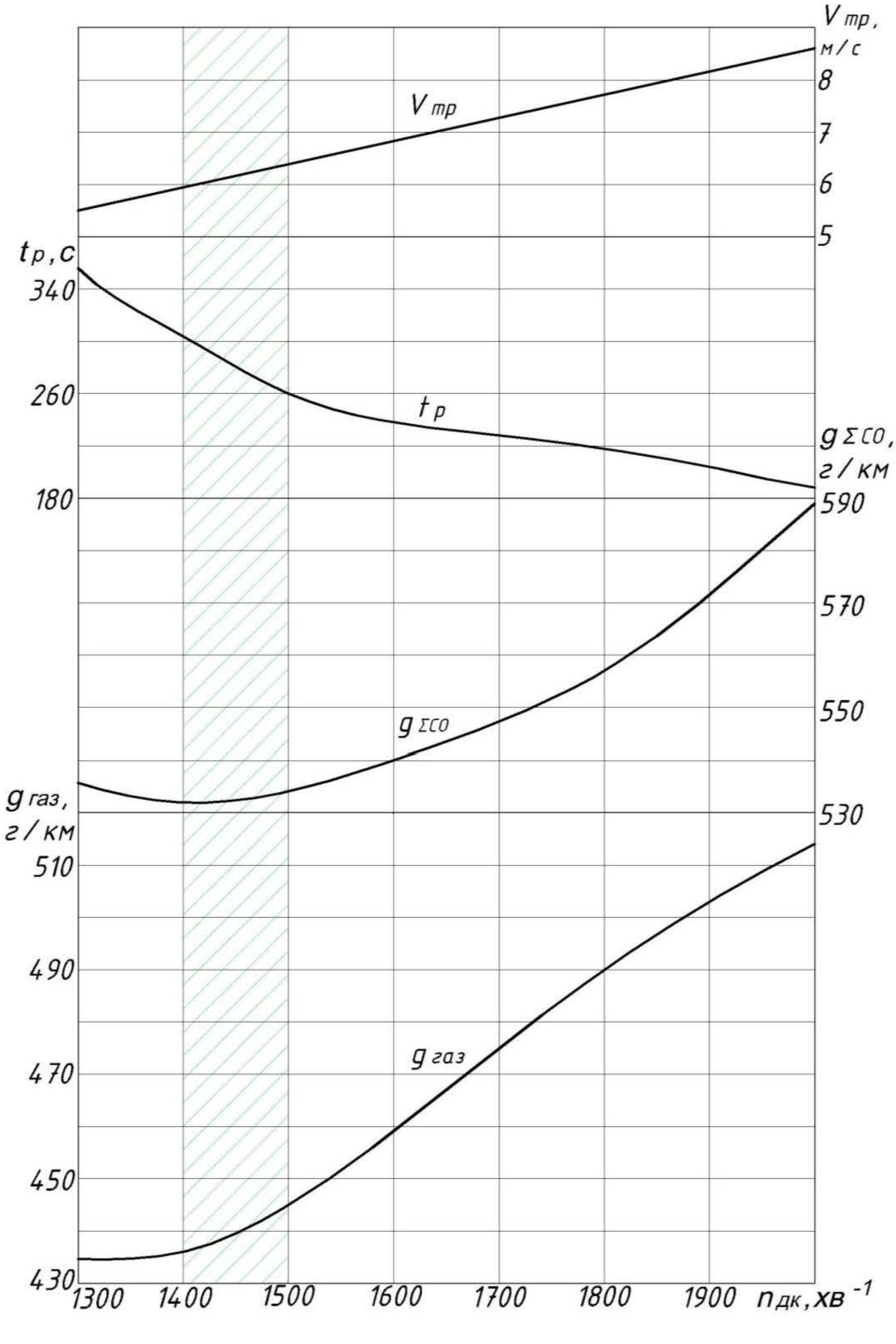


Рисунок 4.1 – Показники колісного трактора за різних кінцевих частот обертання двигуна під час руху на прямій передачі при розгоні

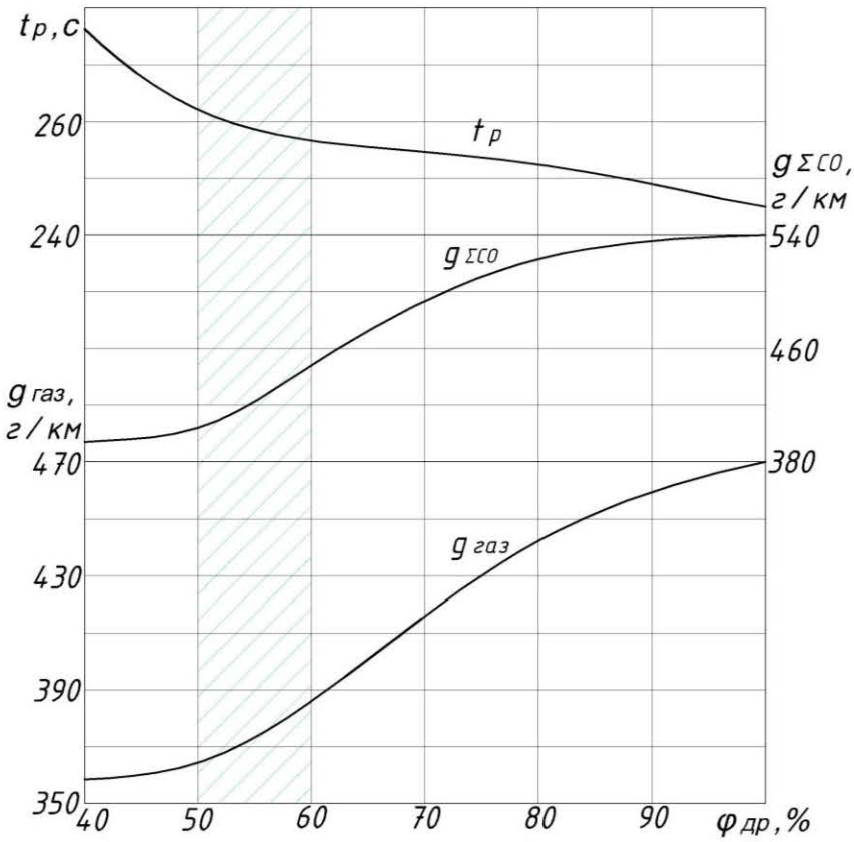


Рисунок 4.2 – Показники колісного трактора при різних кутах відкриття дросельних заслінок

Зменшення кута відкриття дросельних заслінок з 100 до 40 % при розгоні колісного трактора з вантажем 4000 кг, призводить до зниження сумарних питомих викидів ШР, приведених до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$, на 27,8 %. При цьому витрата газу також зменшується на 22,9 %. Діапазон кутів відкриття дросельних заслінок 80…100 % не є раціональним, тому що характеризується підвищеними викидами ШР газового двигуна. Діапазон нижче 50% також не раціональний, тому що призводить до зниження середньої швидкості руху колісного трактора і різкому зростанню часу розгону $t_р$. Для експлуатаційних умов можна рекомендувати діапазон 50…60% відкриття дросельних заслінок, тому що діапазон характеризується найнижчими сумарними питомими викидами ШР, приведеними до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$.

В таблиці 4.5 наведені сумарні питомі викиди ШР, приведені до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$, колісного трактора в процесі розгону з вантажем 4000 кг при різних швидкостях відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача. За даними табл. 4.6 побудовані залежності, які показані на рис. 4.3.

Таблиця 4.5 – Показники колісного трактора в процесі розгону за різних швидкостей відкриття дросельних заслінок

Показник	Швидкість відкриття дросельних заслінок, %/с						
	50	75	100	125	150	175	200
$g_{газ}$, *г/км*	374,9	378,8	384,6	386,1	390	392,2	395,1
$g_{\sum CO}$, *г/км*	430,1	445,3	454,2	459,1	462,7	466,1	460,2
t, с	264,3	264,8	264,9	263,9	262,8	261,7	260,5

Збільшення швидкості відкриття дросельних заслінок з 50…250 %/с призводить до збільшення сумарних питомих викидів ШР, приведених до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$, на 6,6%. Витрата газу також збільшується на 5,2 %. Таким чином, отримані дані показують, що швидкість відкриття дросельних заслінок несуттєво впливає на екологічні показники колісного трактора під час розгону. Однак, більш доцільно відкривати дросельні заслінки плавно зі швидкістю не більше 75 %/с, так як при різкому відкритті спостерігається деяке підвищення викидів ШР двигуном.

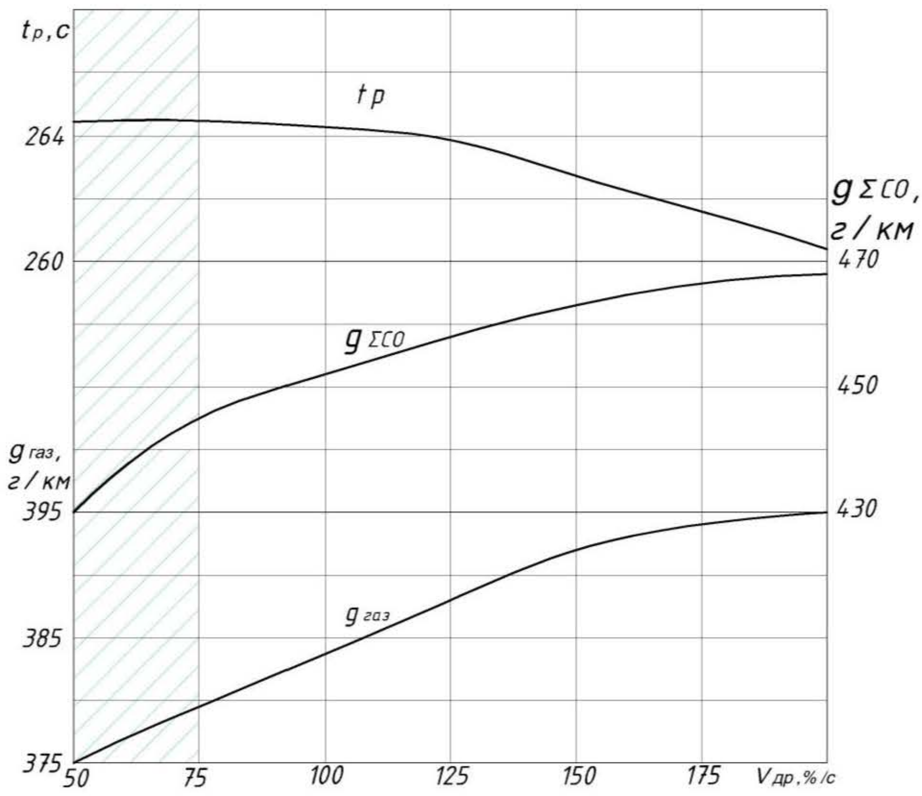


Рисунок 4.3 – Показники колісного трактора в процесі розгону за різних швидкостей відкриття дросельних заслінок ГПЗ

4.2. Визначення доцільної швидкості усталеного руху при різних коефіцієнтах опору кочення

В процесі руху колісного трактора з газовим двигуном з усталеною швидкістю оператор визначає передачу, яка використовується під час руху з даною швидкістю, та кут відкриття дросельних заслінок. Рух в різних дорожніх умовах з усталеною швидкістю впливає на витрату палива та викиди ШР з відпрацьованими газами. Тому визначення доцільної швидкості усталеного руху представляє значний інтерес.

Дорожні умови визначаються в основному фізико-механічними характеристиками дорожного покриття та ґрунту. До них належать: структура і механічний склад, вологість, пористість, опір зсувним і стискальним навантаженням. Значний вплив на формування дорожніх умов має і рельєф місцевості [87].

На витрату палива та викиди ШР з відпрацьованими газами двигуна при прямолінійному русі транспортного засобу в значній мірі впливає коефіцієнт опору кочення коліс f_0.

Враховуючи велику кількість факторів, які впливають на величину f_0 , для розрахунків користуються його середнім значенням. Так f_0 асфальтобетонної або цементобетонної дороги складає 0,014…0,020, f_0 дороги з гравійним покриттям 0,020…0,025, f_0 дороги з кам'яної бруківки складає 0,023…0,030, f_0 ґрунтової сухої дороги 0,025…0,035, f_0 ґрунтової мокрої дороги 0,050…0,15 [87].

Порівняння показників колісного трактора при різних швидкостях усталеного руху та коефіцієнтах опору кочення f_0 здійснювалось за наступною методикою. Спочатку за допомогою математичної моделі визначали показники розгону. При розрахунках розгін здійснювався до кінцевої швидкості, а потім рух відбувався зі сталою швидкістю до кінця циклу. З врахуванням розгону і руху зі сталою швидкістю визначались загальні показники витрати палива та викиди шкідливих речовин при однаковій довжині циклу.

На рис. 4.4 та 4.5 показано отримані шляхом розрахунку на математичній моделі залежності: витрату палива $g_{газ}$, питомі викиди оксиду вуглецю g_{CO}, вуглеводнів g_{CH}, оксидів азоту g_{NOx} та сумарні питомі викиди ШР, приведені до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$ від різних швидкостей усталеного руху $V_{уст}$. Маса вантажу $m_в$ складала 4000 кг.

З приведеного порівняння показників за цикл (рис. 4.4) видно, що рух колісного трактора на прямій передачі при коефіцієнті опору кочення коліс f_0=0,016 найбільш доцільний зі швидкістю 20…23 км/год. При такій швидкості руху спостерігаються найкращі економічні та екологічні показники. При швидкості руху нижче 20 км/год спостерігаються найменші сумарні викиди

ШР з відпрацьованими газами. Але рух з такою швидкістю в хороших дорожніх умовах значно знижує продуктивність колісного трактора.

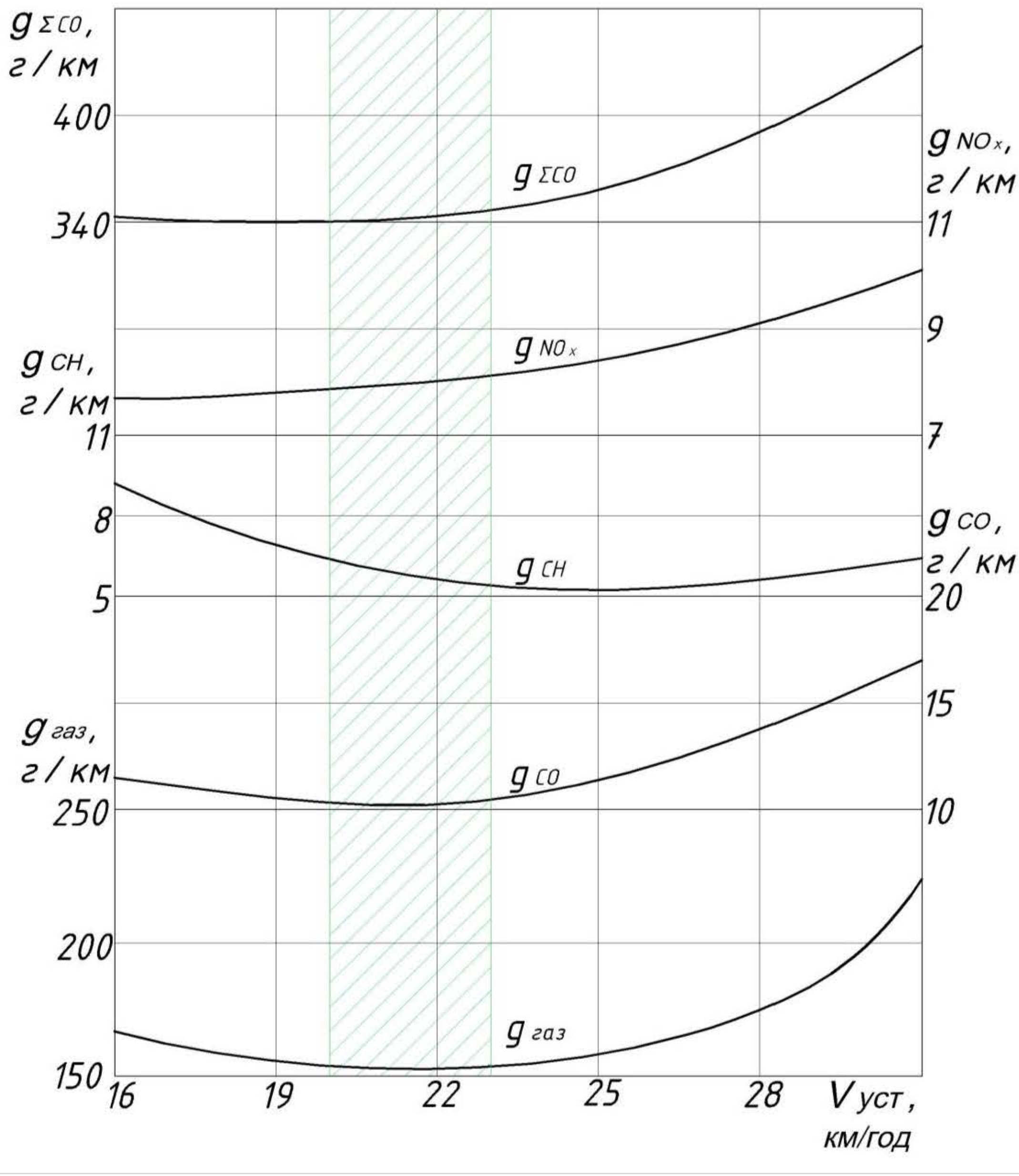


Рисунок 4.4 – Залежності витрати газу та викидів ШР від швидкості усталеного руху колісного трактора при коефіцієнті опору кочення f_0 = 0,016

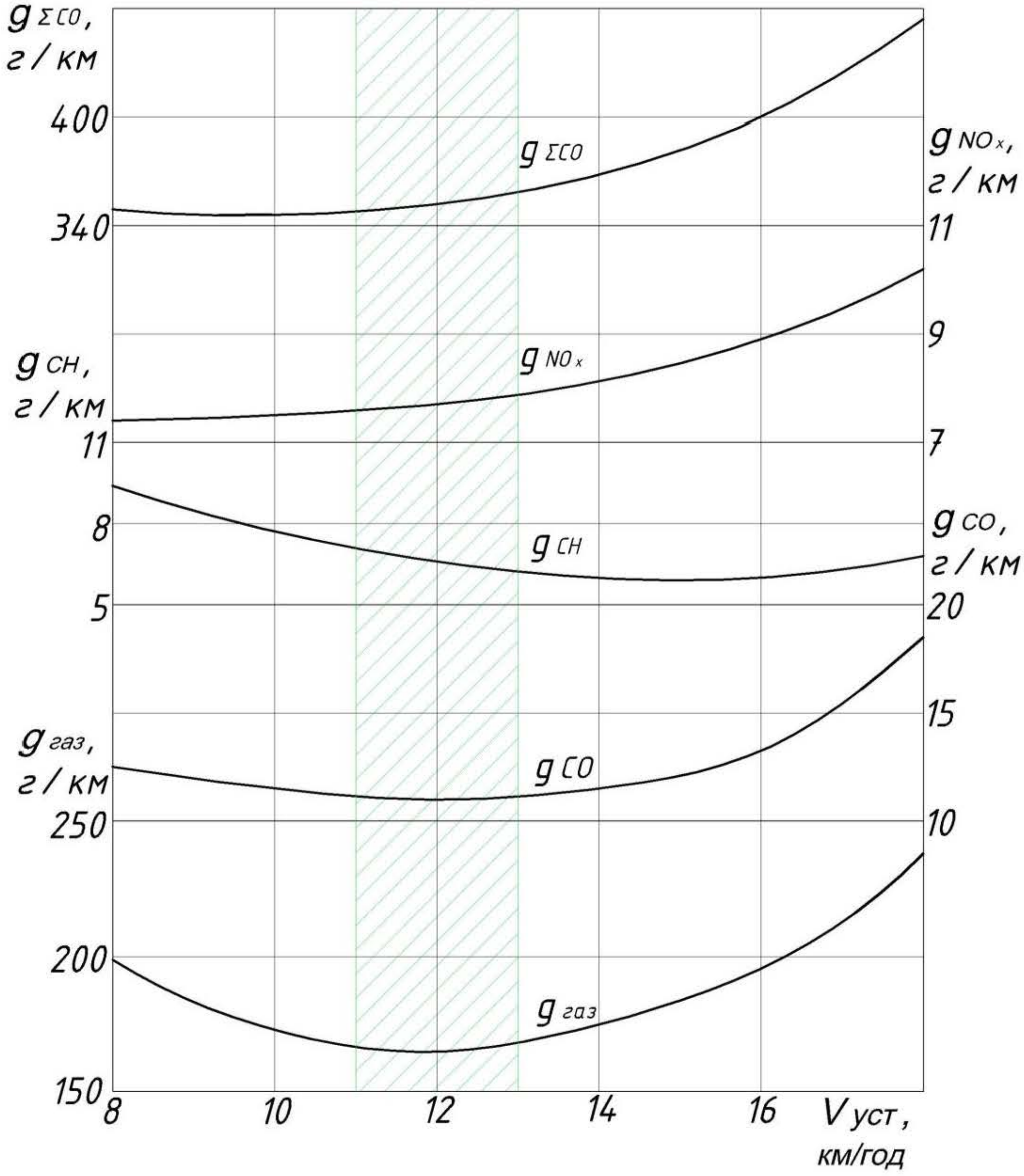


Рисунок 4.5 – Залежності витрати газу та викидів ШР від швидкості усталеного руху колісного трактора при коефіцієнті опору кочення f_0 = 0,03

З приведених порівняльних показників за цикл (рис 4.5) видно, що рух колісного трактора із швидкістю 11…13 км/год на кінцевій восьмій передачі при коефіцієнті опору кочення f_0=0,03 є найбільш доцільний. При такій швидкості руху спостерігаються найкращі економічні та екологічні показники. При швидкості руху нижче 11 км/год спостерігаються мінімальні сумарні викиди ШР з відпрацьованими газами. Але рух з такою швидкістю в хороших дорожніх умовах, як і в попередньому випадку, значно знижує продуктивність колісного трактора.

4.3. Рекомендації щодо переобладнання дизелів колісних тракторів у газові двигуни з іскровим запалюванням

Технологія дозволяє отримати прийнятні показники двигуна за помірних затрат на переобладнання. За розробленою технологією можна переобладнати будь-який дизель в газовий двигун, незалежно від кількості та розміщення його циліндрів та інших конструктивних особливостей, від того, турбодизель це чи атмосферний дизель. Таке переобладнання можна здійснювати в умовах невеликих майстерень.

З виконаного аналізу термічного ККД і середнього тиску циклу Отто зроблено висновок, що в даному циклі доцільно здійснювати робочий процес реального двигуна із ступенями стиску, що не перевищують ε=12 [55, 56, 99].

Переобладнання включає в себе демонтаж дизельної системи живлення, зменшення ступеня стиску та забезпечення нормального протікання робочого процесу за циклом Отто, тобто встановлення іскрової системи запалювання та додаткового газового обладнання для зберігання і подачі газу в циліндри двигуна, заміна привода керування регулятором частоти обертання дизеля на привод керування дросельними заслінками газоповітряного змішувача, перевірка газової системи живлення на герметичність, виконання необхідних регулювань систем живлення та запалювання, які включають регулювання складу газоповітряної суміші та виставлення оптимального установочного кута випередження запалювання, випробування техніки під час роботи двигуна на малих обертах холостого ходу та пробігом. При цьому необхідно виконувати вимоги нині діючих нормативно-технічних документів, що регламентують переобладнання мобільної техніки для роботи на стисненому природному газі. Наступна експлуатація технічного засобу з газовим двигуном, переобладнаним з дизеля, здійснюється відповідно до рекомендацій інструкції з експлуатації.

Для переобладнання дизелів у газові двигуни застосовується серійне газове обладнання газобалонних автомобілів: газоповітряні змішувачі, газові редуктори низького тиску, газові редуктори високого тиску, електромагнітні клапани, газові балони з вентилями та трубопроводами. Характеристики газоповітряного змішувача і газового редуктора низького тиску (перш за все, діаметри дозувальних отворів дозуючо-економайзерного пристрою) мають бути узгоджені з витратними характеристиками двигуна.

Газовий двигун може обладнуватись як звичайною електронною системою запалювання з високовольтним розподільником, так і мікропроцесорною системою запалювання з індивідуальними котушками для кожного циліндра. Кращим є другий варіант, оскільки відпадає необхідність встановлення розподільника запалювання. Для кожної марки двигуна необхідно визначати і встановлювати оптимальний установочний кут випередження запалювання.

Технологія охоплює переобладнання як нових дизелів, так і тих, які були в експлуатації. Стосовно нових дизелів, то для здешевлення їх переобладнання пропонується їх поставка на автоскладальне виробництво без дизельної паливної апаратури і встановлення безпосередньо на заводі газової апаратури і системи запалювання. Що стосується дизелів, які були в експлуатації, то особливо виправданою є конвертація в газові двигуни дизелів у разі необхідності ремонту їх циліндро-поршневої групи або паливної апаратури. В цьому випадку витрати на переобладнання дизеля частково компенсуються за рахунок засобів, які все одно необхідно затрачувати на ремонт.

Проведені дослідження виявили деякі особливості протікання робочого процесу газового двигуна. Зокрема те, що газоповітряна суміш має гіршу займистість порівняно з бензоповітряною сумішшю. Тому для компенсації більш низької займистості газоповітряної суміші потрібно застосовувати системи запалення високої енергії і досконаліші свічки запалення.

Оскільки переобладнання виконується без зміни конструкції двигуна, то на таке переобладнання не потрібно отримувати дозвіл заводу-виробника.

Переведення навіть частини сільськогосподарської техніки на живлення природним газом дасть значний економічний ефект у масштабах держави. При переході на газ затрати на паливо-мастильні матеріали зменшуються приблизно у два рази. Зменшуються затрати на поточний ремонт, оскільки відпадає необхідність міняти розпилювачі форсунок та плунжерні пари насоса високого тиску, які досить часто виходять з ладу. Не менший економічний ефект буде і від переобладнання автомобіля з дизелем у газобалонний. Крім того має місце також екологічний ефект від зменшення забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами двигунів.

4.4. Обґрунтування економічної та екологічної ефективності переобладнання колісного трактора для роботи на ПГ

В роботі [38] виконувались дослідження економічної ефективності експлуатації трактора МТЗ-82 з газовим двигуном з іскровим запалюванням. Показано, що термін окупності інвестицій на переобладнання трактора становить 8 місяців. При коефіцієнті завантаження двигуна 75 та 50 % чистий дохід від експлуатації трактора з газовим двигуном вищий на 37 та 65 % в порівнянні з трактором з газодизельним двигуном.

4.4.1. Методика розрахунку економічного ефекту від переобладнання колісного трактора для роботи на ПГ

Проект з вдосконалення конструкції колісного трактора може бути реалізований із залученням інвестицій або його ще називають «інвестиційним проектом».

Економічна ефективність – це міра доцільності прийняття економічних рішень у відношенні використання матеріальних, трудових і грошових ресурсів.

Ефективність інвестицій визначається співставленням отриманого ефекту з величиною витрат. При розрахунку ефективності інвестицій враховуються витрати за всіма джерелами фінансування на створення нових, реконструкцію і розширення діючих основних фондів.

Загальна економічна ефективність інвестицій по галузях і підприємствах, де приймається показник зниження собівартості, визначається відношенням економії від зменшення експлуатаційних витрат до розміру інвестицій:

$$E_з = \frac{E_{е.в.}}{K}, \qquad (4.1.)$$

де $E_{е.в.}$ – річна сума економії експлуатаційних витрат.

К – розмір інвестицій (в нашому випадку – витрати на переобладнання колісного трактора).

Одночасно з розрахунком загальної економічної ефективності інвестицій визначають величину, обернену до показника ефективності інвестицій, – термін окупності інвестицій:

$$T_{ок} = \frac{K}{E_{е.в.}}. \qquad (4.2.)$$

Визначення загальної ефективності необхідно для того, щоб виробити правильну структурну, інвестиційну і технічну політику, встановити найбільш ефективні напрямки науково-технічного прогресу.

Порівняльна ефективність інвестицій характеризує переваги одного варіанта організаційно-технічних заходів в порівнянні з іншими і оптимальність вибраного варіанта.

Річні експлуатаційні витрати – це сума річних витрат на паливо і витрат на ТО і ПР:

$$B_e = B_n + B_{ТОПР}\,. \qquad (4.3.)$$

Річна сума економії експлуатаційних витрат – це різниця річних експлуатаційних витрат техніки до модернізації та техніки після модернізації:

$$E_{е.в.} = B_{e1} - B_{e2}\,. \qquad (4.4.)$$

Річний економічний ефект від застосування модернізованої техніки:

$$E_p = E_{е.в.} - E_H \cdot K\,. \qquad (4.6.)$$

Де E_H – нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності інвестицій для об’єктів нової техніки.

4.4.2. Розрахунок витрат на переобладнання колісного трактора

Витрати на переобладнання колісного трактора МТЗ-80 включають в себе витрати на придбання обладнання, комплектуючих та заробітну плату виконавців робіт.

Результати розрахунку витрат на переобладнання колісного трактора для роботи на ПГ зведено в таблицю 4.6.

Таблиця 4.6 – Вартість переобладнання колісного трактора для роботи на ПГ

№ з/п	Статті витрат	Сума, грн.
1	Комплект газової паливної апаратури: - газові металопластикові балони (3 балони), які встановлюють на даху кабіни трактора	2400
	- редуктор триступінчатий Bigas	1300
	- інша апаратура	1200
2	Комплект системи запалювання (від двигуна МеМЗ-245): - переривач-розподільник	70
	- котушка запалювання	110
	- комутатор запалювання	60
	- інші елементи системи	90
3	Вартість виготовлення оригінальних вузлів: - привод переривача-розподільника	622
	- привод дросельної заслінки газоповітряного змішувача	150
	- впускний трубопровід	150
	- касета для кріплення газових балонів	300
	- дюралева прокладка головки блока циліндрів для зниження ступеня стиску газового двигуна	100
4	Додаткові покупні деталі та матеріали : - прокладки головки блока циліндрів (2 штуки)	40
	- інші вироби	260
5	Основна і додаткова заробітна плата виконавців монтажу обладнання (2 слюсарі)	1100,4
6	Транспортні витрати	795
	Всього	8747,4

Щоб виконати переобладнання колісного трактора, для роботи на ПГ, потрібно витратити коштів у розмірі 8747,4 гр. Сюди входить: вартість газового обладнання, вартість системи запалювання, вартість виготовлення оригінальних вузлів, вартість додаткових покупних деталей та матеріалів, вартість роботи двох слюсарів 4-го розряду тривалістю 3 робочих дні та транспортних витрат.

4.4.2.1. Розрахунок заробітної плати виконавців переобладнання колісного трактора

Фонд заробітної плати роботи слюсарів 4-го розряду складається із суми заробітної плати всіх виконавців робіт з переобладнання колісного трактора. Заробітна плата одного виконавця визначиться наступним чином:

$$ЗП = T_р \cdot T_{год} = 21 \cdot 26,2 = 550,2 \text{ грн},$$

де $T_р$ – середня трудомісткість роботи, люд-год;

$T_{год}$ – годинна тарифна ставка слюсаря 4-го розряду, грн;

4.4.2.2. Вартість привода переривача-розподільника

Вартість привода переривача-розподільника:

$S_{п-р} = B_{корп} + B_{вал} + B_{дет} + B_{дод} + ЗП_{роб} = 60 + 41,2 + 476,8 + 20 + 24,2 = 622$ грн,

де $B_{корп}$ – вартість виготовлення корпуса;

$B_{вал}$ – вартість виготовлення вала;

$B_{дет}$ – вартість покупних деталей;

$B_{дод}$ – вартість додаткових матеріалів;

$ЗП_{роб}$ – заробітна плата слюсаря, зайнятого на складанні привода перервача-розподільника.

Вартість виготовлення корпусу:

$$B_{корп} = ЗП_{ток} + B_{м} = 44,4 + 15,6 = 60 \text{ грн},$$

де $ЗП_{ток}$ – заробітна плата токаря, грн;

$B_{м}$ – вартість матеріалу заготовки (сталь 40), грн.

Заробітна плата токаря:

$$ЗП_{ток} = T_р \cdot T_{год} \cdot K_{пр} \cdot K_{дод} = 1{,}1 \cdot 26{,}2 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}1 = 44{,}3 \text{ грн.},$$

де $T_р$ – середня трудомісткість роботи, люд-год;

$T_{год}$ – годинна тарифна ставка токаря 4-го розряду, грн;

$K_{пр}$ – коефіцієнт преміальності (приймається 40%);

$K_{дод}$ – коефіцієнт врахування додаткової заробітної плати (приймається 11% від основної).

Вартість матеріалу заготовки для виготовлення корпуса:

$$B_м = B_{заг} \cdot m_{заг} = 9{,}2 \cdot 1{,}7 = 15{,}6 \text{ грн},$$

де $B_{заг}$ – ціна кілограма заготовки, грн;

$m_{заг}$ – маса заготовки, кг.

Вартість виготовлення вала:

$$B_{вал} = ЗП_{ток} + B_м = 32{,}2 + 9 = 41{,}2 \text{ грн},$$

де $ЗП_{ток}$ – заробітна плата токаря;

$B_м$ – вартість матеріалу заготовки.

Заробітна плата токаря:

$$ЗП_{ток} = T_р \cdot T_{год} \cdot K_{пр} \cdot K_{дод} = 0{,}8 \cdot 26{,}2 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}1 = 32{,}2 \text{ грн.},$$

де $T_р$ – середня трудомісткість роботи, люд-год;

$T_{год}$ – годинна тарифна ставка токаря 4-го розряду, грн;

$K_{пр}$ – коефіцієнт преміальності (приймається 40%);

$K_{дод}$ – коефіцієнт врахування додаткової заробітної плати (приймається 11% від основної).

Вартість матеріалу заготовки для виготовлення вала:

$$B_м = B_{заг} \cdot m_{заг} = 12 \cdot 0{,}75 = 9 \text{ грн},$$

де $B_{заг}$ – ціна кілограма заготовки (сталь 45), грн;

$m_{заг}$ – маса заготовки, кг.

Вартість покупних деталей паливного насоса 4УТНМ (плита кріплення, фланець установочний, шліцева втулка, гайка спеціальна, підшипники (2 штуки)):

$$B_{дет} = 206 + 153 + 75 + 12 + 30 = 476,8\,грн.$$

Вартість додаткових витрат складає 20 % від заробітної плати робітників, які зайняті на виготовленні та складанні привода датчика-розподільника.

Заробітна плата робітника, зайнятого на складанні привода переривача-розподільника:

$$ЗП_{слюс} = T_p \cdot T_{год} \cdot K_{пр} \cdot K_{дод} = 0,6 \cdot 26,2 \cdot 1,4 \cdot 1,1 = 24,2\,грн,$$

де T_p – середня трудомісткість роботи, люд-год;

$T_{год}$ – годинна тарифна ставка слюсаря 4-го розряду, грн;

$K_{пр}$ – коефіцієнт преміальності (приймається 40%);

$K_{дод}$ – коефіцієнт врахування додаткової заробітної плати (приймається 11% від основної).

4.4.3. Розрахунок економічного те екологічного ефекту

4.4.3.1. Розрахунок собівартості транспортної роботи колісного трактора з різними двигунами

Потужність переобладнаного з дизеля газового двигуна з іскровим запалюванням під час його роботи на СПГ буде такою ж, як і у базового дизеля, тому продуктивність колісного трактора з таким двигуном не змінюється. Очевидно, що зменшиться собівартість транспортної роботи за рахунок використання дешевшого палива. Це при тому, що середня експлуатаційна витрата газового палива дещо більша у порівнянні з дизельним паливом (19 м^3 /100 км пробігу та 16 л/100 км). Витрата 1 м^3 газу еквівалентна витраті 1 л дизельного палива.

Розрахунок собівартості транспортної роботи колісного трактора з дизельним двигуном:

Собівартість транспортної роботи колісного трактора з дизельним двигуном:

$$S_{заг} = ФЗП_{вод} + B_{п} + B_{ТОПР} + B_{нв} = 20691,5 + 32058,5 + 7000 + 800 = 60550 \text{ грн},$$

де $ФЗП_{вод}$ – фонд заробітної плати водія колісного трактора;

$B_{п}$ – витрати на паливо;

$B_{ТОПР}$ – витрати на ТО і ПР;

$B_{нв}$ – накладні витрати.

Фонд заробітної плати водія колісного трактора:

$$ФЗП_{вод} = ЗП_{осн} + ЗП_{кл} + ЗП_{дод} = 13794,4 + 1379,4 + 5517,7 = 20691,5 \text{ грн.},$$

де $ЗП_{осн}$ – основна заробітна плата водія колісного трактора;

$ЗП_{кл}$ – надбавка за класність;

$ЗП_{дод}$ – додаткова заробітна плата;

Основна заробітна плата водія колісного трактора:

$$ЗП_{осн} = ФРЧ \cdot T_{год} = 1720 \cdot 8,02 = 13794,4 \text{ грн},$$

де $ФРЧ$ – фонд робочого часу водія колісного трактора, год;

$T_{год}$ – годинна тарифна ставка водія 2-го класу, грн;

Надбавка за класність:

$$ЗП_{кл} = 0,1 \cdot ЗП_{осн} = 0,1 \cdot 13794,4 = 1379,4 \text{ грн},$$

Додаткова заробітна плата водія колісного трактора:

$$ЗП_{дод} = 0,4 \cdot ЗП_{осн} = 0,4 \cdot 1379,4 = 5517,7 \text{ грн},$$

Кількість витраченого палива:

$$B_{заг} = 1,005 \cdot (\frac{H_1}{100} \cdot L_p + \frac{H_2}{100} \cdot P) = 1,005 \cdot (\frac{16}{100} \cdot 17500 + \frac{1,3}{100} \cdot 35000) = 3271,3 \text{ л},$$

де H_1 – норма витрати палива, л/100 км;

L_p – середній річний пробіг;

H_2 – норма витрати палива на 100 ткм;

P – річний обсяг транспортної роботи:

$$P = q \cdot L_p \cdot \beta = 4 \cdot 17500 \cdot 0,5 = 35000 \text{ ткм},$$

де q – вантажопідйомність колісного трактора;

β – коефіцієнт використання пробігу.

Витрати на паливо:

$$B_n = B_{заг} \cdot Ц_n = 3271,3 \cdot 9,8 = 32058,5 \text{ грн},$$

де $Ц_n$ – ціна дизельного палива.

Витрати на ТО і ПР.

Згідно з законом України "Про оподаткування прибутку підприємств" на експлуатаційний ремонт відносяться витрати, рівні 10% вартості рухомого складу.

$$B_{ТОПР} = 0,1 \cdot Ф_{тр.зас} = 0,1 \cdot 70000 = 7000 \text{ грн}.$$

Накладні витрати приймаються 800 грн. на рік.

Розрахунок собівартості транспортної роботи колісного трактора з газовим двигуном:

Собівартість транспортної роботи колісного трактора з газовим двигуном:

$$S_{заг} = ФЗП_{вод} + B_n + B_{ТОПР} + B_{нв} = 22071 + 24862 + 7874,4 + 800 = 55607,7 \text{ грн},$$

де $ФЗП_{вод}$ – фонд заробітної плати водія колісного трактора;

B_n – витрати на паливо;

$B_{ТОПР}$ – витрати на ТО і ПР;

$B_{нв}$ – накладні витрати.

Фонд заробітної плати водія колісного трактора:

$$ФЗП_{вод} = ЗП_{осн} + ЗП_{кл} + ЗП_{дод} = 13794,4 + 1379,4 + 6897,2 = 22071 \text{ грн},$$

де $ЗП_{осн}$ – основна заробітна плата водія колісного трактора;

$ЗП_{кл}$ – надбавка за класність;

$ЗП_{дод}$ – додаткова заробітна плата;

Основна заробітна плата водія колісного трактора:

$$ЗП_{осн} = ФРЧ \cdot T_{год} = 1720 \cdot 8,02 = 13794,4 \text{ грн},$$

де $ФРЧ$ – фонд робочого часу водія колісного трактора, год;

$T_{год}$ – годинна тарифна ставка водія 2-го класу, грн;

Надбавка за класність:

$$ЗП_{кл} = 0,1 \cdot ЗП_{осн} = 0,1 \cdot 13794,4 = 1379,4 \text{ грн},$$

Додаткова заробітна плата водія колісного трактора:

$$ЗП_{дод} = 0,5 \cdot ЗП_{осн} = 0,4 \cdot 1379,4 = 6897,2 \text{ грн},$$

Кількість витраченого палива:

$$B_{заг} = 1,005 \cdot (\frac{H_1}{100} \cdot L_p + \frac{H_2}{100} \cdot P) = 1,005 \cdot (\frac{19}{100} \cdot 17500 + \frac{2}{100} \cdot 33250) = 4010 \text{ м}^3,$$

де H_1 – норма витрати палива, м^3/100 км;

L_p – середній річний пробіг;

H_2 – норма витрати палива на 100 ткм;

P – річний обсяг транспортної роботи:

$$P = q \cdot L_p \cdot \beta = 3,8 \cdot 17500 \cdot 0,5 = 33250 \text{ ткм},$$

де q – вантажопідйомність колісного трактора з газовим двигуном з врахуванням маси газових балонів;

β – коефіцієнт використання пробігу.

Витрати на паливо:

$$B_n = B_{заг} \cdot Ц_n = 4010 \cdot 6,2 = 24862 \text{ грн}.$$

$Ц_n$ – ціна газового палива.

Витрати на ТО і ПР.

Згідно з законом України "Про оподаткування прибутку підприємств" на експлуатаційний ремонт відносяться витрати, рівні 10 % вартості рухомого складу, включаючи вартість витрат на переобладнання колісного трактора.

$$B_{ТОПР} = 0,1 \cdot Ф_{тр.зас} = 0,1 \cdot 78747,4 = 7874,7 \text{ грн}.$$

Накладні витрати приймаються 800 грн. на рік.

4.4.3.2 Розрахунок екологічного податку за забруднення атмосфери ШР відпрацьованих газів трактора МТЗ-80 з різними двигунами

Податковий кодекс України передбачає екологічний податок за забруднення атмосфери пересувними джерелами (транспортні засоби).

Плата за забруднення навколишнього середовища ШР відпрацьованих газів двигунів ТЗ поділяється на плату за допустимі викиди і плату за викиди, які перевищують допустимі. Враховуючи особливості ТЗ, для них існує два основних види нормативів плати:

- базові нормативи плати встановлені в залежності від виду використаного палива (бензин, дизельне паливо, біодизельне паливо, СПГ, ЗНГ);
- базові нормативи плати встановлені в залежності від типу ТЗ.

Розмір плати залежить від кількості і екологічної якості використаного палива.
Податок за забруднення атмосфери для колісного трактора з дизелем:

$$П = K_е \cdot B_{заг} \cdot Y = 1,2 \cdot 3,27 \cdot 74,05 = 290,57 \text{ грн.}$$

де $K_е$ – коефіцієнт екологічної ситуації для міст приймається 1,2;
$B_{заг}$ – кількість палива, витраченого колісним трактором за рік експлуатації, т;
Y – плата за допустимі викиди ШР, які утворюються при згорянні 1 т палива, грн./т (для дизельного палива – 74,05, для ПГ – 50,09).
Податок за забруднення для колісного трактора з газовим двигуном:

$$П = K_е \cdot B_{заг} \cdot Y = 1,2 \cdot 4,01 \cdot 50,09 = 241,03 \text{ грн.}$$

4.4.3.3. Розрахунок економічного ефекту від переобладнання колісного трактора для роботи на ПГ

Критеріями економічної ефективності переобладнання колісного трактора з газовим двигуном є зменшення затрат на паливо, підвищення довговічності, зменшення викидів шкідливих речовин в атмосферу.
Вихідні дані для розрахунку зводяться в таблицю 4.2.

Таблиця 4.7 – Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту від переобладнання колісного трактора з газовим двигуном

№ з/п	Показник	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення показника	
				Базовий колісний трактор	Модернізований колісний трактор
1.	Річний випуск	A		1	1
2.	Собівартість транспортної роботи	C	грн.	60550	55607,7
3.	Сукупні інвестиції у переобладнання	K	грн.	0	8747,4
4.	Середній річний пробіг	L_p	тис. км.	17,5	17,5
5.	Моторесурс трактора в перерахунку на пробіг до капітального ремонту	L_{kp}	тис. км.	150	180
6.	Лінійна норма витрати палива	q_n	л/100км м^3/100км	16,0	19,0
7.	Ціна палива	$Ц_n$	грн./л грн./м^3	9,8	6,2

Річні експлуатаційні витрати колісного трактора з різними двигунами:

$$В_{е1} = В_{п1} + В_{ТОПР1} = 32058,5 + 7000 = 39058,5 \text{ грн.}$$

$$В_{е2} = В_{п2} + В_{ТОПР1} = 24862 + 7836,2 = 32698,2 \text{ грн.}$$

Річна сума економії експлуатаційних витрат:

$$Е_{е.в.} = В_{е1} - В_{е2} = 39058,5 - 32698,2 = 6360,3 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від експлуатації колісного трактора з газовим двигуном:

$$Е_{р} = Е_{е.в.} - Е_{Н} \cdot К = 6360,3 - 0,15 \cdot 87747,4 = 5048,2 \text{ грн.}$$

де $Е_{Н}$ – нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності інвестицій для об’єктів нової техніки.

Термін окупності інвестицій:

$$Т_{ок} = \frac{К}{Е_{е.в.}} = \frac{8747,4}{6360,3} = 1,37 \text{ роки.}$$

За результатами розрахунків видно, що переобладнання дизельного двигуна на газовий на колісному тракторі МТЗ-80 дасть значний економічний ефект за рахунок меншої вартості палива і збільшення ресурсу двигуна. Буде мати місце також екологічний ефект від зменшення кількості ШР за рахунок використання більш екологічного палива. Податок за забруднення атмосфери зменшиться на 17,1 %.

Висновки до розділу 4

1. Реальні умови експлуатації колісного трактора при виконанні розрахунково-теоретичних досліджень описувались прийнятим їздовим циклом, який включає роботу двигуна на малих обертах холостого ходу, розгін колісного трактора з переключенням передач, рух з постійною швидкістю та сповільнення.
2. Досліджено на математичній моделі вплив параметрів керування трансмісією та газовим двигуном на паливну економічність та екологічні показники колісного трактора в експлуатаційних умовах. Визначено доцільний порядок переключення передач під час розгону колісного трактора з газовим двигуном, в залежності від величини коефіцієнта дорожнього опору. Показано, що з використанням рекомендацій щодо доцільного порядку переключення передач можна досягнути зниження витрати газу на 3,9…9,8 %.
3. Визначено доцільні значення параметрів керування газовим двигуном під час розгону колісного трактора. Показано що, для досягнення мінімальних питомих викидів шкідливих речовин рекомендується забезпечувати максимальну частоту обертання двигуна, при якій відбувається переключення передач, в діапазоні 1400…1500 хв$^{-1}$, величину відкриття дросельних заслінок в діапазоні 50…60 % при швидкості відкриття дросельних заслінок, яка не перевищує 75%/с.
4. Встановлено доцільні швидкості усталеного руху в їздовому циклі в залежності від величини коефіцієнта дорожнього опору. Зокрема показано, що досягнути мінімальних питомих витрат палива та мінімальних сумарних викидів шкідливих речовин на дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям можна, реалізуючи їздовий цикл під час руху з усталеною швидкістю 20…23 км/год, а на сухій ґрунтовій дорозі – їздовий цикл з усталеною швидкістю 11…13 км/год.

5. Економічний ефект від експлуатації колісного трактора з газовим двигуном на транспортних роботах становить 5048,2 грн за рік. Витрати на переобладнання колісного трактора окупляться за 1,37 року. Податок за забруднення атмосфери зменшиться на 17,1 %.

ВИСНОВКИ

1. Одним із способів покращення екологічних показників колісних тракторів є переобладнання їх для роботи на стиснутому природному газі. При цьому зменшення витрати палива та шкідливих викидів такої техніки у транспортному процесі можна досягти раціональним вибором параметрів керування трансмісією та газовим двигуном.

2. Розроблено методику оцінювання паливної економічності та екологічних показників колісних тракторів, яка дозволила встановити закономірності зміни витрати палива та шкідливих викидів в залежності від параметрів керування трансмісією та газовим двигуном у характерних режимах транспортного процесу та визначити їх доцільні значення.

3. Уточнено математичну модель руху колісного трактора у їздовому циклі, який імітує транспортний процес, шляхом описання газового двигуна як споживача палива та джерела шкідливих викидів за допомогою поліноміальних моделей, адекватність яких перевірена за критерієм Фішера, та особливостей руху трактора в окремих режимах їздового циклу. Проведено перевірку адекватності математичної моделі руху трактора шляхом порівняння розрахункових та експериментальних значень основних експлуатаційних показників у прийнятому їздовому циклі, зокрема, різниця по витраті палива не перевищує 6,1 %, по часу виконання циклу – 2,7 %.

4. Переобладнано дизель Д-240 для роботи на стиснутому природному газі з виконанням технічних рішень, які захищені чотирма патентами України на корисні моделі. Показано, що за умови вибору ступеня стискання, який забезпечує ефективну потужність близьку до потужності базового дизеля, в режимах циклу за правилами R 49 ЄЕК ООН, які відображають реальні експлуатаційні умови роботи транспортних засобів досягається зменшення сумарних шкідливих викидів у 1,96 рази при збільшенні еквівалентної питомої ефективної витрати палива на 18,7 %. Дорожні випробування підтвердили

роботоздатність колісного трактора з газовим двигуном в експлуатаційних умовах.

5. З використанням математичної моделі визначено доцільний порядок переключення передач під час розгону колісного трактора з газовим двигуном. Показано, що з використанням рекомендацій щодо доцільного порядку переключення передач можна досягнути зниження витрати палива на 3,9…9,8%.

6. Визначено доцільні значення параметрів керування газовим двигуном при розгоні колісного трактора. Встановлено, що для досягнення мінімальних питомих викидів шкідливих речовин рекомендується забезпечувати максимальну частоту обертання двигуна, за якої відбувається переключення передач, в діапазоні 1400…1500 хв$^{-1}$, величину відкриття дросельних заслінок в діапазоні 50…60 % при швидкості відкриття дросельних заслінок, яка не перевищує 75 %/с.

7. Встановлено доцільні швидкості усталеного руху колісного трактора з газовим двигуном в їздовому циклі в залежності від коефіцієнта дорожнього опору. Зокрема, показано, що досягнути мінімальної питомої витрати палива та мінімальних сумарних викидів шкідливих речовин на дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям можливо, реалізуючи їздовий цикл з постійною швидкістю 20…24 км/год, а на сухій ґрунтовій дорозі – з постійною швидкістю 10…13 км/год.

8. Результати роботи прийняті до використання лабораторією механізації сільськогосподарського виробництва Волинського інституту агропромислового виробництва та використовуються у навчальному процесі ЛНТУ під час підготовки фахівців за напрямами «Автомобільний транспорт» та «Машинобудування». Визначено, що економічний ефект від експлуатації колісного трактора з газовим двигуном на транспортних роботах становить 5048,2 грн за рік, а термін окупності витрат на переобладнання – 1,37 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Калініченко О.В. Енергетична безпека України в умовах світової енергетичної кризи / О.В. Калініченко, І.В. Перетятко // Экология плюс. – 2010. – №5. – С. 2–10.
2. Устименко В. Питання енергозабезпечення автотранспорту України в умовах світової енергетичної кризи / В. Устименко // Перевізник UA. – 2008. – №15. – С. 28–30.
3. Ковтун Г. Альтернативні моторні палива / Г. Ковтун // Вісник НАН України. – 2005. – №2. – С. 19–27.
4. Воздействие транспортных средств на окружающую среду в Европе // Экспресс-информация ВИНИТИ «Экологические проблемы на транспорте» 38. – Реф. 17. – 1993. – С. 2–4.
5. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
6. Захарчук В.І. Застосування альтернативних палив в автотракторних дизелях / В.І. Захарчук // Энергозбережение. – 2010. – №2. – С. 27–28.
7. Терентьев Г.А. Моторные топлива из альтернативных сырьевых ресурсов. Обзорная информация / Г.А. Терентьев. – М.: Химия, 1989. –272 с.
8. Захарчук В.І. Вплив дизельних біопалив на екологічну ситуацію довкілля / В.І. Захарчук, В.В. Ткачук // Товарознавчий вісник. – 2011. – №3. – С. 299–305.
9. 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.
10. Долганов К.Є. Автомобілі з бензогазовими двигунами і газодизелями: особливості конструкції і технічного обслуговування / К.Є. Долганов, А.Г. Говорун, О.І. П’ятничко та ін. – К: Техніка, 1991. – 128 с.

11. Національна безпека та оборона. Український центр економічних та політичних досліджень ім. О. Разумкова. – 2009. – №6. – С. 18–22.
12. Клементьев А. Альтернативные виды топлива: проблема выбора в ближайшей перспективе / А. Клементьев, В. Федоров // АГЗК+АТ. – 2006. – №3. – С. 63–65.
13. Игревский В.И. Настоящее и будущее топливно-энергетического комплекса / В.И. Игревский, А.М. Портнов // Топливно-энергетический комплекс. – 2004. – №1. – С. 57–59.
14. Калинин Н.Г. Природный газ и проблема экологизации автомобильного транспорта в России / Н.Г. Калинин // Газовая промышленность. – 2003. – №3 – С. 65–68.
15. Куршев М.А. Каталитические нейтрализаторы для автомобилей, работающих на природном газе / М.А. Куршев // Реферативный журнал «Автомобильный и городской транспорт». – 1995. – № 9. – С. 12.
16. Макаров Н. Правительство давит на газ / Н. Макаров // Автомобильный транспорт. – 1995. – № 9. – С. 5–7.
17. Морев А.И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей / А.И. Морев, В.И. Ерохов. – М.: Транспорт, 1988. – 184 с.
18. Гайнуллин Ф.Г. Природный газ как моторное топливо на транспорте / Ф.Г. Гайнуллин, А.И. Гриценко, Ю.Н. Васильев, Л.С. Золотаревский. – М.: Недра, 1986. – 255 с.
19. Грузовые автомобили с газовыми двигателями в США. Автомобильная промышленность США. – 1996. – № 4–5. – С. 7–8.
20. Галышев Ю.В., Магидович Л.Е. Перспективы применения газовых топлив в ДВС / Ю.В. Галышев, Л.Е. Магидович // Двигателестроение. – 2001. – № 3. – С. 31–35.
21. Николаева Н. Альтернативные источники энергии для автомобилей / Н. Николаева // Автомобильный транспорт. – 2002. – № 3. – С. 43–47.

22. Гайворонский А.И. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях / А.И. Гайворонский, В.А. Марков, Ю.В. Илатовский. – ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – 480 с.
23. Льотко В. Применение альтернативных топлив в ДВС / В. Льотко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 331 с.
24. Тимонин Е.Д. Газобаллоные ГАЗы / Е.Д. Тимонин, А.Е. Ульянцев // Автомобильная промышленность. – 1995. – № 7. – С. 4–5.
25. Гутаревич Ю.Ф. Екологічні показники вантажного автомобіля при роботі на бензині і природному газі / Ю.Ф. Гутаревич, В.І. Задорожній, В.П. Матейчик, О.А. Клименко // Автошляховик України. – 1997. – №4. – С. 14–15.
26. Газовый двигатель с искровым зажиганием на базе дизеля // Реферативный журнал «Двигатели внутреннего сгорания». – 1995. – № 1. – С. 24.
27. Панов Ю.В. Опыт эксплуатации автобусов, работающих на газовом топливе в г. Москве / Ю.В. Панов, Ю.А. Бакиров, В.Н. Прохоров // Тезисы докладов 4-й Междунар. научно-технической конф. “Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе”. – М.: МАДИ(ТУ) НИИАТ ФГУП НАМИ – 2000. – С. 111–112.
28. Мамедова М.Д. Транспортные двигатели на газе / М.Д. Мамедова, Ю.Н. Васильев. – М.: Машиностроение, 1994. – 224 с.
29. Hamling P. “Down Under” success with natural gas buses / P. Hamling // NGV Worldwide. – 2002. – February. – P. 11.
30. Скречко Г. Чтобы автобусы стали экономичнее / Г. Скречко // Автомобильный транспорт. – 1989. – № 3. – С. 35–38.
31. Газовые двигатели // Журнал «Автомайстерня». – 2006. – № 12. – С. 30–32.
32. Мордовцев Н. Полный газ / Н. Мордовцев // Украина – За рулем. – 2006. – №2. – С. 87–88.
33. Kamel M.M. Cummins B5.9G Natural Gas Engine / M.M. Kamel,

V.K. Duggal // NGV'94 International Conference. Toronto, Ontario, Canada.

34. Yutaka T. Development of an Urban Bus with a Turbocharger and Aftercooled Lean / T. Yutaka, H. Matsuda, K. Iioka // Burn CNG Engine for low Emissions. NGV'94 International Conference. Toronto, Ontario, Canada.
35. Григорьев Е.Г. Газобалонные автомобили / Е.Г. Григорьев, Б.Д. Колубаев, В.И. Ерохов и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 216 с.
36. Nylund N.O. Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles / N.O Nylund, J. Laurikko, M. Ikonen. – Brussel: IANGV, – 2002. – 105 p.
37. Луканин В.Н. Сравнительный анализ способов конвертации жидкотопливных двигателей в двигатели, питаемые природным газом / В.Н. Луканин, А.С. Хачиян, В.Е. Кузнецов, В.М. Федоров // Экология двигателей и автомобиля: сборник научных трудов. – М.: Изд. НАМИ, 2001. – С. 97–103.
38. Савельев Г.С. Технологии и технические средства адаптации автотракторной техники к работе на альтернативних видах топлива: автореферат дис. докт. техн. наук: 05.20.01 / Г.С. Савельев. – Москва, 2011. – 43 с.
39. Кутенёв В.Ф. Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ – 236НЕ: разработки отдела энергосберегающих технологий и альтернативных топлив [Электронный ресурс] / В.Ф. Кутенёв, В.А. Лукшо // Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт – 2007. – Режим доступа к источнику: http://www.nami.ru/subdivisions/engines/energy-efficient technologies/development/.
40. Золотницкий В.А. Автомобильные газовые топливные системы / В.А. Золотницкий. – М.: Астрель, 2007. – 127 с.
41. Бганцев В.Н. Газовый двигатель на базе четырёхтактного дизеля общего назначения / В.Н. Бганцев, А.М. Левтеров, В.П. Мараховский // Мир техники и технологий. – 2003. – №10. – С. 74–75.

42. Богомолов В.А. Особенности конструкции экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч13/14 с искровым зажиганием / В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.И. Воронков, С.В. Салдаев, А.Н. Кабанов // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – № 37. – С. 43–47.
43. Захарчук В.І. Дослідження можливості конвертації дизеля в газовий двигун / В.І. Захарчук, О.П. Сітовський, І.С. Козачук, В.П. Матейчик // Наукові нотатки: міжвузівський збірник №13. – Луцьк: ЛДТУ, 2003. – С. 125–129.
44. Захарчук В.І. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля / В.І. Захарчук, О.П. Сітовський, І.С. Козачук // Автомобільний транспорт – Харків: ХНАДУ, 2005. Вип. 16. – С. 276–278.
45. Білоконь Я.Ю. Трактори і автомобілі / Я.Ю. Білоконь, А.І. Окоча. – К.: Урожай, 2002. – 324 с.
46. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. – М.: Колос, 1984. – 335 с.
47. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение димности тракторных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования: монография / А.Ф. Головчук. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 472 с.
48. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: Дис. докт. техн. наук: 05.04.02, 05.22.10 / Ю.Ф. Гутаревич. – Киев, 1986. – 537 с.
49. Васильев Ю.Н. Опыт эксплуатации автомобилей, работающих на газе / Ю.Н. Васильев, А.И. Гриценко, Л.С. Золотаревский, С.И. Ксенофонтов, Р.О. Самсонов. – М.: ВНИИЭгазпром, 1990. – 59 с.

50. Яновський В.В. Покращення паливної економічності та екологічних показників конвертованих газових двигунів дорожніх транспортних засобів. Дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / В.В. Яновський. – Київ, 2004. – 198 с.
51. Сидоренко Р.В. Покращення паливної економічності і зменшення токсичності автомобілів з двигунами, перевединими з бензину на газ. Дис. канд. техн. наук: 05.22.20 / Р.В. Сидоренко. – Київ, 2004. – 261 с.
52. Козачук І.С. Покращення індикаторних, ефективних та екологічних показників газових двигунів, переобладнаних з дизелів. Дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / І.С. Козачук. – Луцьк, 2008. – 186 с.
53. Кабанов О.М. Зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами транспортних дизелів шляхом конвертування їх в газові двигуни. Дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / О.М. Кабанов. – Харків, 2008. – 206 с.
54. Набиев З.Б. Разработка системы обнаружения детонации и управления процессом сгорания в газовых двигателях / З.Б. Набиев // Поршневые и газотурбинные двигатели. Экспресс-информация. Министерство науки, высшей политики Российской Федерации. Всероссийский институт научной и технической информации (ВИНИТИ). – Москва – 1993. – № 38. – С. 6–21.
55. Матейчик В.П. Особливості використання природного газу як моторного палива для транспортних засобів / В.П. Матейчик, В.І. Захарчук, І.С. Козачук, О.В. Захарчук // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2008. – С. 127–130.
56. Захарчук В.І. Екологічні показники дизеля при роботі на альтернативних паливах / В.І. Захарчук, В.В. Ткачук, О.В. Захарчук // Экология плюс. №1. – 2011. – С. 16–19.
57. Кузьменко А.П. Покращення показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору параметрів, що визначають процес згоряння. Автореферат дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / А.П. Кузьменко. – Харків, 2012. – 20 с.

58. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с.
59. Сітовський О.П. Підвищення техніко-експлуатаційних властивостей легкових автомобілів малого класу підвищеної прохідності шляхом оптимізації параметрів системи «двигун-трансмісія»: дис. канд. техн. наук: 05.22.02 / О.П. Сітовський. – К., 2001. – 141 с.
60. Савенок Д. В. Обґрунтування вибору енергоустановки для автомобілів підвищеної прохідності: дис. канд. техн. наук: 05.22.02 / Д.В. Савенок. – К., 2012. – 178 с.
61. Климпуш О.Д. Экономия топлива на автомобильном транспорте / О.Д. Климпуш, В.А. Рубцов, Ю.Ф. Гутаревич. – К.: Техника, 1988. – 144 с.
62. Гутаревич Ю.Ф. Снижение токсичности выбросов при эксплуатации автомобиля / Ю.Ф. Гутаревич, О.Д. Климпуш, Н.Н. Худолий, В.И. Гдыря. – К.: Техніка, 1981. – 88 с.
63. Швабюк В.В. Зниження витрати палива і шкідливих викидів легковим автомобілем з бензиновим двигуном в експлуатаційних умовах шляхом оптимізації управління. Дис. канд. техн. наук: 05.22.20 / В.В. Швабюк. – Київ, 2003. – 142 с.
64. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях / Ю.Ф. Гутаревич. – К: Выща школа, 1991. – 179 с.
65. Захарчук В.И. Метод расчетно-экспериментального исследования показателей колесного трактора при его работе на альтернативном топливе / В.И. Захарчук, О.В. Захарчук // Материалы Международной научно-практической конференции «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственом производстве» – Минск, 2010. – С. 243–248.
66. Терехов Е.М. Методика и программа определения расхода топлива и выбросов токсичных компонентов в отработавших газах бензинового

двигателя при движении автомобиля по ездовому циклу / Е.М. Терехов // Труды НАМИ. – М. 1982. – Вып. 186. – С. 44–46.

67. Мищенко А.И. Применение гидридных систем для питания двигателей водородом / А.И. Мищенко, Ю.Б. Черкашин // Автомобильная промышленность. – 1980. – № 9. – С. 5–7.
68. Pischinger R. Eine Methode zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemission von Kraftfahrzeugen aus dem Geschwindigkeitsverlauf / R. Pischinger, J. Haghofer // ATZ. – 1984. – № 10. – S. 433–436.
69. Медовщиков Ю.В. Математическая модель параметрической матрицы исходных данных ездовых циклов / Ю.В. Медовщиков //ВИНИТИ. – Транспорт: наука, техника, управление. – 1993. – №6. – С. 36–46.
70. Котиков Ю.Г. Разработка методологии системного анализа и имитационного моделирования объектов автомобильной техники и транспорта: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.05.03, 05.22.10 / Ю.Г. Котиков. – Спб.: СПГАСУ, 1995. – 46 с.
71. Луканин В.Н. Снижение экологических нагрузок на окружающую среду при работе автомобильного транспорта / В.Н. Луканин, Ю.В. Трофименко // ВИНИТИ. Итоги науки и техники. Сер. Автомобильный и городской транспорт. – Москва, 1996. – 339 с.
72. Трофименко Ю.В. Теория экологических характеристик автомобильных энергоустановок: Автореф. дис. докт. техн. наук: 05.04.02 , 05.22.10 / Ю.В. Трофименко. – М.: МАДИ, 1996. – 43 с.
73. Гутаревич Ю.Ф. Вплив регулювань бензинового двигуна в режимі холостого ходу на економічність та токсичність автомобіля / Ю.Ф. Гутаревич, Л.П. Мержиєвська //Автошляховик України. – Окремий випуск №1. – 1998. – С. 38–40.
74. Матейчик В.П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: монографія / В.П. Матейчик. – Київ: НТУ, 2006. – 216 с.

75. Грицук І.В. До питання вибору і обґрунтування типу випробувального їздового циклу для дослідження показників токсичності відпрацьованих газів двигунів дорожніх транспортних засобів / І.В. Грицук, А.В. Кривопусков, Д.О. Гриценко // Збірник наукових праць ДонІЗТ. – 2009. – №17. – С. 106–119.

76. Скирков Н.Д. Оптимизация регулирования бензинового двигателя по топливной экономичности с учетом токсичности: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / Н.Д. Скирков. – М., 1980. – 212 с.

77. Терехов Е.М. Методика и програма определения расхода топлива и выбросов токсичных компонентов в отработавших газах бензинового двигателя при движении автомобиля по ездовому циклу / Е.М. Терехов // Труды НАМИ. – вып.186. – М.: НАМИ. – 1982. – С. 44–46.

78. Лупачев П.Д. Особенности ездового цикла грузового автомобиля / П.Д. Лупачев, Л.С. Сухарева // Защита окружающей среды в связи с развитием автомобилизации. – М.: ВЗМИ, 1979. – С. 36–41.

79. Автомобильный справочник BOSCH. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896 с.

80. Марков В.А. Работа дизелей на нетрадиционных топливах / В.А Марков, А.И. Гайворонский, Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко. – М.: Легион-Автодата, 2008. – 464 с.

81. Гутаревич Ю.Ф. Екологія автомобільного транспорту: навч. посібник / Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, Л.П. Мержиєвська. – К.: Основа, 2002. – 312 с.

82. Горбунов В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В.В. Горбунов, Н.Н. Патрахальцев. – М.: ФГУП «НАМИ», 2006. – 123 с.

83. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – 2-е изд., перераб. и доп. / В.А. Звонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.

84. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний: ГОСТ 20306—90. – Введ. 01.01.92. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 31 с. – (Государственний стандарт).

85. Захарчук О.В. Особливості математичної моделі руху колісного трактора з газовим двигуном / О.В. Захарчук // Наукові нотатки: міжвузівський збірник за напрямом “ Інженерна механіка ”. – Випуск 28. 2010. – С. 231–233.
86. Корн Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1974. – 831 с.
87. Бортницкий П.И. Тягово-скоростные качества автомобилей / П.И. Бортницкий, В.И. Задорожный. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.
88. Иларионов В.А. Теория и конструкция автомобиля / В.А. Иларионов, М.М. Морин, Н.М. Сергеєв. – М.: Машиностроение, 1985. – 368 с.
89. Матейчик В.П. Вплив ступеня стискання на показники дорожнього транспортного засобу при роботі на бензині і природному газі / В.П. Матейчик, В.В. Яновський // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів: зб. наук. пр. Вип.16. – Київ: НТУ, ТАУ, 2003. – С. 136–141.
90. Гутаревич Ю.Ф. Перевірка адекватності математичної моделі руху дорожнього транспортного засобу за їздовим циклом при роботі на природному газі / Ю.Ф. Гутаревич, В.П. Матейчик, Р.В. Сидоренко, В.В. Яновський // Вісник НТУ і ТАУ №6. – Київ: НТУ, ТАУ, – 2002. –С. 300–304.
91. Леонтьева К.С. Воздействие транспортных потоков на городскую среду / К.С. Леонтьева, Ю.В. Игнатьев // Комплексное развитие автомобильного транспорта крупных городов на примере г. Москвы. – М, – 1981. – С. 277–278.
92. Павлова Е.И. Экология транспорта / Е.И. Павлова, Ю.В. Буралев. – М.: Транспорт, 1998. – 232 с.
93. Новик Ф.С. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов / Ф.С. Новик, Я.Б. Арсов. – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 304 с.

94. Шемякин И.В. Исследование влияния транспортных потоков на окружающую среду / И.В. Шемякин // Комплексное развитие автомобильного транспорта крупных городов на примере г. Москвы. – М, 1981. – С. 228–230.
95. Матейчик В.П. Перевірка адекватності математичної моделі руху колісного трактора з газовим двигуном у їздовому циклі / В.П. Матейчик, В.В. Яновський, О.В. Захарчук // Наукові нотатки: міжвузівський збірник за напрямом "Інженерна механіка ". – Випуск 36, 2012. – С. 200–203.
96. Мороз В.В. Вибір доцільного типу двигуна для вантажного автомобіля з урахуванням умов експлуатації. Дис. канд. техн. наук: 05.22.20 / В.В. Мороз. – Київ, 2004. – 250 с.
97. Захарчук О.В. Теоретичні дослідження показників колісного трактора з газовим двигуном / О.В. Захарчук // Сільськогосподарські машини: збірник наукових статей. – Випуск 23. – Луцьк, 2012. – С. 51–55.
98. Пат. 32397 UA. МПК(2006) F02B 11/00. Спосіб конвертації дизеля в газовий двигун внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням/ В.І. Захарчук, В.П. Матейчик, І.С. Козачук, О.В. Захарчук (Україна). - Опубл. 12.05.2008. – Бюл. №9.
99. Пат. 37674 UA. МПК(2006) F02B 11/00. Конвертований з дизеля газовий двигун внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням / В.І. Захарчук, В.П. Матейчик, О.В. Захарчук (Україна). – Опубл. 10.12.2008. – Бюл. №9.
100. Захарчук В.И. Эколого-экономическое обоснование переоборудования дизелей в газовые двигатели / В.И. Захарчук, И.С. Козачук, О.В. Захарчук //Автогазозаправочный комплекс+альтернативное топливо. – Москва, 2008. – №2. – С. 28–30.
101. Захарчук В.І. Можливість переобладнання дизелів сільськогосподарської техніки в газові двигуни / В.І. Захарчук, І.С. Козачук, О.В. Захарчук // Сільськогосподарські машини: збірник наукових статей. – Випуск 18. – Луцьк, 2009. – С. 127–132.

102. Пат. 40172 UA. МПК(2009) F02B 11/00. Система запалювання конвертованого з дизеля газового двигуна внутрішнього згоряння / В.І. Захарчук, О.В. Захарчук, Л.М. Середюк, В.О. Сітовський (Україна). – Опубл. 25.03.2009, Бюл. №6.

103. Захарчук В.И. Переоборудование дизелей в газовые двигатели с искровым зажиганием / В.И. Захарчук, И.С. Козачук, О.В. Захарчук // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008. – №4. – С. 50–53.

104. Матейчик В.П. Дорожні випробування колісного трактора з газовим двигуном / В.П. Матейчик, В.І. Захарчук, О.П. Сітовський, О.В. Захарчук // Техніка і технології АПК. – 2010, №1. – С. 22–26.

105. Випробування двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач. – К.: НТУ, 2002. – 191 с.

106. Захарчук О.В. Експериментальні дослідження колісного трактора при роботі на альтернативному паливі / О.В. Захарчук, О.П. Сітовський // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. №6. – 2010. – С. 114–117.

107. Морев А.И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей / А.И. Морев, В.И. Ерохов. – М.: Транспорт, 1988. – 184 с.

108. Бродский В.З. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей / В.З. Бродский, Л.И. Бродский, Т.И. Голикова и др. – М.: Металлургия, 1982. – 752 с.

109. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509-88. – Взамен ГОСТ 18508-80, ГОСТ 18509-80, ГОСТ-25033-81; Введ. 05.09.88. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 128 с. – (Государственный стандарт).

110. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний: ГОСТ 20306-90. – Взамен ГОСТ 20306-85; Введ. 01.01.92. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 34 с. – (Государственный стандарт).

111. Пат. 39058 UA МПК(2009) F02D 19/00. Спосіб визначення регулювальних параметрів конвертованого з дизеля газового двигуна з іскровим запалюванням / Захарчук В.І., Матейчик В.П., Захарчук О.В. (Україна). – Опубл. 10.02.2009. Бюл. №3.

112. Захарчук В.І. Розрахунково-експерементальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля / В.І. Захарчук, О.П. Сітовський, І.С. Козачук // Автомобільний транспорт: Сборник научных трудов. Выпуск 16. – Харьков: ХНАДУ, – 2005. – С. 276–278.

113. Захарчук В.И. Улучшение эксплуатационных показателей колесного трактора при выполнении транспортной работы применением универсального регулятора. Дис. канд. техн. наук: 05.22.02 / В.И. Захарчук. – Киев, 1996. – 178 с.

114. Матейчик В.П. Переобладнання дизелів дорожніх транспортних засобів для роботи на природному газі / В.П. Матейчик, О.К. Грищук, В.І. Захарчук, О.П. Сітовський, І.С. Козачук // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – Київ: НТУ, 2003. – № 17. – С. 109–112.

115. Захарчук В.І. Дослідження можливості конвертації дизеля в газовий двигун / В.І. Захарчук, О.П. Сітовський, І.С. Козачук, В.П. Матейчик, В.В. Яновський // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. Луцьк, 2003. – С. 125–129.

116. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження двигунів із запалюванням від стиснення і двигунів, які працюють на природному газі, а також двигунів із примусовим запалюванням, які працюють на зрідженому нафтовому газі (ЗНГ), і колісних транспортних засобів, оснащених двигунами із запалюванням від стиснення, двигунами, які працюють на природному газі, і двигунами з примусовим запалюванням, які працюють на ЗНГ, стосовно викидання ними забруднювальних речовин: ДСТУ UN/ECE R 49 A, B-02:2005. – Введ. 01.10.09. – Держспоживстандарт, 2005. – 600 с. – (Державний стандарт).

117. Звонов В.А. Экологическая безопасность автомобиля с учетом полного жизненного цикла / В.А. Звонов, А.В. Козлов, В.Ф. Кутенев // Автомобильная промышленность. – 2000. – №11. – С. 7–12.
118. Марков В.А. Экологические показатели ДВС / В.А. Марков, С.А. Аникин, Е.А. Сиротин // Автомобильная промышленность. – 2002. – №2. – С. 13–15.
119. Ксеневич И.П. Трактор МТЗ-80 и его модификации / И.П. Ксеневич, П.А. Амельченко, П.Н. Степанюк. – М.: Агропромиздат, 1991. – 397 с.

Додаток А

Програма визначення коефіцієнтів квадратичної поліноміальної моделі з двома незалежними факторами

```
      DIMENSION X1(13),X2(13),A1(4,4),A2(9,6),A3(13,6),C1(4),C2(6),
     *          C3(6),YO(13),YR(13),Z1(13),Z2(13),A(6)
      DATA X1/2*1.,2*-1.,0.,2.,-2.,2*0.,2*2.,2*-2./,
     *     X2/1.,-1.,1.,-1.,3*0.,2.,-2.,2.,-2.,2.,-2./,
     *     A1/6*1.,2*-1.,1.,-1.,1.,-1.,1.,2*-1.,1./,
     *     A2/4*2.,5.,4*-1.,2*1.,2*-1.,0.,2.,-2.,2*0.,
     *        1.,-1.,1.,-1.,3*0.,2.,5*-2.,-8.,2*7.,2*1.,4*-2.,-8.,
     *        2*1.,2*7.,1.,2*-1.,1.,5*0./,
     *     A3/4*2.,3.,4*1.,4*-1.,2*1.,2*-1.,0.,2.,-2.,2*0.,2*2.,
     *        2*-2.,1.,-1.,1.,-1.,3*0.,2.,-2.,2.,-2.,2.,-2.,4*-30.,
     *        -56.,2*73.,2*-81.,4*48.,4*-30.,-56.,2*-81.,2*73.,4*48.,
     *        1.,2*-1.,1.,5*0.,4.,2*-4.,4./,
     *     C1/4*4./,
     *     C2/9.,2*12.,2*48.,4./,
     *     C3/11.,2*28.,2*1232.,68./

C   ====================================================================
C                     ИСХОДНЫЕ  ДАННЫЕ
      DATA YO/88.5,175,85,155,120,151,98,50,220,65,
     *        273,30,200.5/
           ZMIN1=1200
           ZMAX1=2000
                         ZMIN2=2
                         ZMAX2=70

      OPEN (4,FILE='aprk.DAT',STATUS='NEW')
      OPEN (7,FILE='aprk.D00',STATUS='NEW')
      OPEN (5,FILE='aprk.D01',STATUS='NEW')
      OPEN (6,FILE='aprk.D02',STATUS='NEW')
C ======================================================================

      DZ1=(ZMAX1-ZMIN1)/4.0
      DZ2=(ZMAX2-ZMIN2)/4.0
      Z10=(ZMAX1+ZMIN1)/2.0
      Z20=(ZMAX2+ZMIN2)/2.0
       D1=Z10/DZ1
       D2=Z20/DZ2
                DO 30 I=1,13
      Z1(I)=Z10+X1(I)*DZ1
   30 Z2(I)=Z20+X2(I)*DZ2
      go to 70
                            K=4
      FP=1.0
      CALL EQ(K,4,A1,C1,YO,A)
                DO 40 I=1,K
   40 YR(I)=A(1)+A(2)*X1(I)+A(3)*X2(I)
             GO TO 100
   60 FP=2.0
                              K=9
      NO=1
      CALL EQ(K,6,A2,C2,YO,A)
             GO TO 80
   70                         K=13
```

```
      NO=1
      CALL EQ(K,6,A3,C3,YO,A)
 80             DO 90 I=1,K
 90   YR(I)=A(1)+A(2)*X1(I)+A(3)*X2(I)+A(4)*X1(I)**2+A(5)*X2(I)**2+
     *      A(6)*X1(I)*X2(I)
 100  S=0.0
                DO 110 I=1,K
      DEL=YO(I)-YR(I)
       RD=DEL/YO(I)
        S=S+DEL**2
      WRITE(*,111) X1(I),X2(I),Z1(I),Z2(I),YO(I),YR(I),DEL,RD
 110  WRITE(4,111) X1(I),X2(I),Z1(I),Z2(I),YO(I),YR(I),DEL,RD
 111  FORMAT(1X,2(F4.1,' '),2(F10.2,' '),4(E11.5,' '))
      FK=FLOAT(K)
      SIGMA=SQRT(S/(FK-(FP+1.0)))
      WRITE(*,112) SIGMA
      WRITE(4,112) SIGMA
 112  FORMAT(1X,79('-')/60X,'SIGMA=',E11.5/1X,
     *       79('-')/1X,'КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛИНОМА: 1)-НОРМИРОВАННЫЕ',7X,
     *       '2)-ОБЫЧНЫЕ')
      IF(K-9) 120,130,130
 120  WRITE(*,121) A
      WRITE(4,121) A
 121  FORMAT('  1)    A(0)=',E11.5,'  A(1)=',E11.5,'  A(2)=',E11.5/6X,
     *       'КОЭФФИЦИЕНТ СОВМЕСТНОГО ДЕЙСТВИЯ A(1,2)=',E11.5)
      A0=A(1)-Z10*A(2)-Z20*A(3)
      A5=A(2)/DZ1
      A6=A(3)/DZ2
      WRITE(*,122) A0,A5,A6
      WRITE(4,122) A0,A5,A6
 122  FORMAT('  2)    A(0)=',E11.5,'    A(1)=',E11.5,'  A(2)=',E11.5)
      GOTO 60
 130  WRITE(*,131) NO,A
      WRITE(4,131) NO,A
 131  FORMAT('  ',I1,')    A(0)=',E11.5,'  A(1)=',E11.5,'  A(2)=',E11.5/
     *       6X,'A(1,1)=',E11.5,'  A(2,2)=',E11.5,'  A(1,2)=',E11.5//)
      NO=2
      A0=A(1)-D1*A(2)-D2*A(3)+D1*D1*A(4)+D2*D2*A(5)+D1*D2*A(6)
      A7=A(4)/DZ1**2
      A6=A(3)/DZ2-2.0*A(5)*D2/DZ2-A(6)*D1/DZ2
      A5=A(2)/DZ1-2.0*A(4)*D1/DZ1-A(6)*D2/DZ1
      A4=A(5)/DZ2**2
      A8=A(6)/DZ1/DZ2
      WRITE(*,131) NO,A0,A5,A6,A7,A4,A8
      WRITE(4,131) NO,A0,A5,A6,A7,A4,A8
      IF(YO(10).EQ.0) GO TO 113
      IF(K.NE.13) GOTO 70
 113  CONTINUE
C---------------РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ----- В ФАЙЛ *.D00
      Z1R1=ZMIN1
      Z1R2=ZMIN1+(ZMAX1-ZMIN1)/4
      Z1R3=ZMIN1+(ZMAX1-ZMIN1)/2
      Z1R4=ZMIN1+(ZMAX1-ZMIN1)*3/4
      Z1R5=ZMAX1
      WRITE (7,135)
 135  FORMAT('Z2,YR1,YR2,YR3,YR4,YR5')

      DO 137 J=1,25
      Z2R=ZMIN2+(J-1)*(ZMAX2-ZMIN2)/24
      YR1=A0+A5*Z1R1+A6*Z2R+A7*Z1R1*Z1R1+A4*Z2R*Z2R+A8*Z1R1*Z2R
      YR2=A0+A5*Z1R2+A6*Z2R+A7*Z1R2*Z1R2+A4*Z2R*Z2R+A8*Z1R2*Z2R
```

```
      YR3=A0+A5*Z1R3+A6*Z2R+A7*Z1R3*Z1R3+A4*Z2R*Z2R+A8*Z1R3*Z2R
      YR4=A0+A5*Z1R4+A6*Z2R+A7*Z1R4*Z1R4+A4*Z2R*Z2R+A8*Z1R4*Z2R
      YR5=A0+A5*Z1R5+A6*Z2R+A7*Z1R5*Z1R5+A4*Z2R*Z2R+A8*Z1R5*Z2R

      WRITE (7,136)Z2R,YR1,YR2,YR3,YR4,YR5
  136 FORMAT(5(E11.5,', '),E11.5)
  137 CONTINUE

C--------------РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ----- В ФАЙЛ *.D01
      Z2R1=ZMIN2
      Z2R2=ZMIN2+(ZMAX2-ZMIN2)/4
      Z2R3=ZMIN2+(ZMAX2-ZMIN2)/2
      Z2R4=ZMIN2+(ZMAX2-ZMIN2)*3/4
      Z2R5=ZMAX2
      WRITE (5,140)
  140 FORMAT('Z1,YR1,YR2,YR3,YR4,YR5')

      DO 142 J=1,25
      Z1R=ZMIN1+(J-1)*(ZMAX1-ZMIN1)/24
      YR1=A0+A5*Z1R+A6*Z2R1+A7*Z1R*Z1R+A4*Z2R1*Z2R1+A8*Z1R*Z2R1
      YR2=A0+A5*Z1R+A6*Z2R2+A7*Z1R*Z1R+A4*Z2R2*Z2R2+A8*Z1R*Z2R2
      YR3=A0+A5*Z1R+A6*Z2R3+A7*Z1R*Z1R+A4*Z2R3*Z2R3+A8*Z1R*Z2R3
      YR4=A0+A5*Z1R+A6*Z2R4+A7*Z1R*Z1R+A4*Z2R4*Z2R4+A8*Z1R*Z2R4
      YR5=A0+A5*Z1R+A6*Z2R5+A7*Z1R*Z1R+A4*Z2R5*Z2R5+A8*Z1R*Z2R5

      WRITE (5,141)Z1R,YR1,YR2,YR3,YR4,YR5
  141 FORMAT(5(E11.5,', '),E11.5)
  142 CONTINUE
C---------ОПЫТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ В ФАЙЛ *.D02--------

      WRITE (6,145)
  145 FORMAT('X1,X2,Z1,Z2,YO,YR,DELY,EPSY')

                DO 150 I=1,K
  150 WRITE(6,151) X1(I),X2(I),Z1(I),Z2(I),YO(I),YR(I),DEL,RD
  151 FORMAT(2(F4.1,', '),4(E11.5,', '),E10.4,',',E10.4)

      STOP
      END
      SUBROUTINE EQ(K,N,AC,C,YO,A)
      DIMENSION AC(K,N),C(N),A(6),YO(13)
      DO 10 I=1,N
      S=0.0
      DO 20 J=1,K
  20  S=S+AC(J,I)*YO(J)
  10  A(I)=S/C(I)
      WRITE(*,11)
      WRITE(4,11)
  11  FORMAT(1X,79('-')/29X,'Р А Б О Ч А Я    Т А Б Л И Ц А  GP',/
     *       1X,79('-')/'  X1 ! X2 !',4X,'Z1',5X,'!',4X
     *       'Z2',5X,'!',4X,'YO',5X,'!',4X,'YR',5X,'!',3X,'YO-YR  !',
     *       '(YO-YR)/YO'/1X,79('-')/)
      RETURN
      END
```

Додаток Б

Текст програми для дослідження впливу параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора на паливну економічність та екологічні показники під час процесу розгону

```
      EXTERNAL ENGINE,RAZGON,RAZGX1
C     МОДУЛЬ RAZ2N
C     РАЗГОН ТРАКТОРА МТЗ-80 З ГАЗОВИМ ДВИГУНОМ
      REAL MKMAX,NDN,K,K1,KF,NDK,NMIN,L0,JD,J,MK,KSI,
     1     ND,NXXMIN,NDSK,LYAMBD,NOX
      DIMENSION WORK(15),IWORK(5),Y(2)
      COMMON/COM1/BETA,GA,F0,RD,RK,U(5),UR,SUMJK,JD,ETAT,
     1            KF,MKMAX,SINALF,COSALF,K,K1
      COMMON/COM2/NDK(5),NMIN,VDR,FIDRK(5),C,LYAMBD
      COMMON/COM3/G0,GGR,A,KD1,TSK,L0,FIDRZ,VKZ  ,VSC
      COMMON/COM4/DELGT,TP,VG
      COMMON/COM5/GT,CO,CMHN,NOX,CO2   ,GAIR,ALFA
      COMMON/MOTOR/MK,KSI,DELPK,VA,TDR
      COMMON/RAZGXX/ FIDMIN,NXXMIN,NDN
      COMMON/DROSSL/ FIDR
      COMMON/DUBL/ JPR
      COMMON I,INDICR
      OPEN (4,FILE='GAS.dat',STATUS='NEW')
      DATA PI,G/3.1416,9.81/
      BETA=2.5
      F0=0.016
      RD=0.75
      RK=0.75
      UR=18.15
      SUMJK=136
      JD=1.2
      ETAT=0.85
      KF=0.32
      MKMAX=290
      NMIN=800
      K=32.00
      K1=0.0118
      C=0.0120
      LYAMBD=0
      G0=3160
      GGR=4000
      A=0.00065
      TSK=1.0
      NDN=1600
      TP=2.0
      L0=17.2
C                    DELGT=1.0
      VG=0.0078
      NXXMIN=800
      VDR=172
      SINALF=0.0
      COSALF=1.0
```

```
      VSC=740
      N=5
      U(1)=2.2

      U(2)=1.86
      U(3)=1
      U(4)=0
      U(5)=0
      FIDRK(1)=100
      FIDRK(2)=100
      FIDRK(3)=100
      FIDRK(4)=0
      FIDRK(5)=0
      NDK(1)=2000
      NDK(2)=2000
      NDK(3)=2000
      NDK(4)=0
      NDK(5)=0
      GA=G0+GGR
       WRITE(*,1311) BETA,GA,F0,RD,RK,UR,SUMJK,JD,ETAT,KF,MKMAX,
     1            K,K1,C,LYAMBD,G0,GGR,A,TSK,NDN,TP,L0,VG,VDR,
     2            SINALF,COSALF,VSC
        WRITE(4,1311) BETA,GA,F0,RD,RK,UR,SUMJK,JD,ETAT,KF,MKMAX,
     1            K,K1,C,LYAMBD,G0,GGR,A,TSK,NDN,TP,L0,VG,VDR,
     2            SINALF,COSALF,VSC
1311    FORMAT(///' BETA=',F4.2,'  GA=',F5.0,'  F0=',F5.3,'  RD=',F5.3,
     1        '  RK=',F5.3,'  UR=',F6.2,'  SUMJK=',F10.3,'  JD=',F4.2,
     2        '  ETAT=',F4.2/'  KF=',F5.3,'  MKMAX=',F6.1,'  K=',F6.2,
     3   'K1=',F8.4,' C=',E11.5,'  LYAMBDA=',F4.2,'  G0=',F5.0,' GGR=',
     4        F5.0,'  A=',E8.2,'  TSK=',F3.1/' NDN=',F5.0,'  TP=',
     5        F4.2,'  L0=',F5.2,'  VG=',F6.4,'  VDR=',F4.0,
     6        '  SINALF=',F5.3,'  COSALF=',F5.3,'  VSC=',F4.0)
      WRITE(*,1312) (U(I),I=1,N)
      WRITE(4,1312) (U(I),I=1,N)
 1312 FORMAT(' U(I)=',5F6.2)
      WRITE(*,1313) (NDK(I),I=1,N)
      WRITE(4,1313) (NDK(I),I=1,N)
 1313 FORMAT(' NDK(I)=',5F7.0)
      WRITE(*,1314) (FIDRK(I),I=1,N)
      WRITE(4,1314) (FIDRK(I),I=1,N)
 1314 FORMAT(' FIDRK(I)=',5F7.0)
C
C     РОЗГІН ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ
C
      JPR=0
      WRITE(*,4)
      WRITE(4,4)
    4 FORMAT(////' РОЗГІН ТРАКТОРА МТЗ-80 НА ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ'///
     1       4X,'T',4X,'FIDR',4X,'DELPK',4X,'MK',6X,'ND',7X,'VA',
     2       7X,'ПУТЬ',5X,'GT',8X,'GCO',8X,'GCH',10X,'GNO'//
     3       ' РОЗГІН ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ')
      GOTO 440
 441  WRITE(*,442)
      WRITE(4,442)
 442  FORMAT(////8X,'GT',11X,'CO',10X,'CMHN',10X,'NOX',11X,'CO2',
     1       10X,'GB',11X,'ALFA')
      TSK=1.0
 440  NEQ=1
      I=1
      TXX=0
```

```
      Y(1)=NXXMIN
      ABSERR=1E-10
      RELERR=1E-5

      IFLAG=1
      TOUT=TXX
      TPRINT=0.2
      INDICR=1
    5 CALL RKF45(RAZGX1,NEQ,Y,TXX,TOUT,RELERR,ABSERR,
     1           IFLAG,WORK,IWORK)
      GO TO(120,15,70,80,90,100,110,120),IFLAG
   15 IF(Y(1).GT.NDN) GOTO 16
      CALL OUTPUT(TXX,Y(1),TPRINT,TXX)
      TOUT=TXX+TPRINT
      Y1=Y(1)
      GOTO 5
   16 TX=TPRINT*(NDN-Y1)/(Y(1)-Y1)
      TXX=TXX-TPRINT+TX
      Y(1)=NDN
      CALL OUTPUT(TXX,Y(1),TPRINT,TXX)
C
C     РУШАННЯ ТРАКТОРА З МІСЦЯ
C
      I=1
      WRITE(*,9) I
      WRITE(4,9) I
    9 FORMAT(/' РУШАННЯ ТРАКТОРА З МІСЦЯ НА',I2,'-Й ПЕРЕДАЧІ')
      NEQ=2
      TTROG=0
      Y(2)=Y(1)
      Y(1)=0
      IFLAG=1
      TOUT=TTROG
      INDICR=2
C
   10 CALL RKF45(ENGINE,NEQ,Y,TTROG,TOUT,RELERR,ABSERR,
     1           IFLAG,WORK,IWORK)
      GOTO(120,20,70,80,90,100,110,120),IFLAG
   20 IF(Y(2).LT.Y(1)) GOTO 23
      TABS=TXX+TTROG
      CALL OUTPUT(TTROG,Y(2),TPRINT,TABS)
      TOUT=TTROG+TPRINT
      IF(TTROG.EQ.0) TOUT=TPRINT-TX
      Y1=Y(2)
      DELY=Y(2)-Y(1)
      GOTO 10
   23 TX1=DELY*TPRINT/(Y(1)-Y(2)+DELY)
      TTROG=TTROG-TPRINT+TX1
      TABS=TXX+TTROG
      Y(2)=Y1-TX1*(Y1-Y(2))/TPRINT
      VA=PI*RK*Y(2)/(U(I)*UR*30)
      CALL OUTPUT(TTROG,Y(2),TPRINT,TABS)
C
C    РОЗГІН ПРИ ЗБЛОКОВАНОМУ ЗЧЕПЛЕННІ
C
      NEQ=1
      TABS1=TABS
C
   25 TRAZG=0
      WRITE(*,26) I
```

```
WRITE(4,26) I
  26  FORMAT(/' РАЗГІН ПРИ ЗБЛОКОВАНОМУ ЗЧЕПЛЕННІ НА',
     1       I2,'-Й ПЕРЕДАЧІ')

      YVA=VA
      IFLAG=1
      TOUT=TRAZG
      INDICR=3
C
   30 CALL RKF45(RAZGON,NEQ,YVA,TRAZG,TOUT,RELERR,ABSERR,
     1           IFLAG,WORK,IWORK)
      GOTO(120,40,70,80,90,100,110,120),IFLAG
   40 VA=YVA
      ND=(VA*U(I)*UR*30)/(PI*RK)
      IF(ND.GT.NDK(I)) GOTO 45
      TABS=TABS1+TRAZG
      CALL OUTPUT(TRAZG+TTROG,ND,TPRINT,TABS)
      TOUT=TRAZG+TPRINT
      IF(TRAZG.EQ.0) TOUT=TPRINT-TX1
      TX1=0
      Y1=ND
      GOTO 30
  45  TX2=TPRINT*(NDK(I)-Y1)/(ND-Y1)
      TRAZG=TRAZG-TPRINT+TX2
      ND=NDK(I)
      TABS1=TABS+TX2
      VA=PI*RK*ND/(U(I)*UR*30)
      CALL OUTPUT(TRAZG+TTROG,ND,TPRINT,TABS1)
      IF(I.EQ.3) GOTO 67
C
C     РУХ ТРАКТОРА ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕННІ ПЕРЕДАЧ
C
      IPER=I+1
      WRITE(*,49) I,IPER
      WRITE(4,49) I,IPER
  49  FORMAT(/' ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ З',I2,'-Ї НА',I2,'-Ю ПЕРЕДАЧУ')
C      IF(I.EQ.4) TSK=6.0
C      IF(I.EQ.4) TPRINT=1.0
      TPERKL=0
      YVA=VA
      IF(VA.LE.0) VA=0
      IFLAG=1
      TOUT=TPERKL
      TTROG=0
      INDICR=4
C
  50  CALL RKF45(RAZGON,NEQ,YVA,TPERKL,TOUT,RELERR,
     1           ABSERR,IFLAG,WORK,IWORK)
      GOTO(120,60,70,80,90,100,110,120),IFLAG
  60  ND=NDK(I)*EXP((-K/NDK(I)*TPERKL-30.0*TPERKL*K1/PI)/JD)
      VA=YVA
      IF(FIDR.EQ.0) MK=-K-K1*ND
      TABS=TABS1+TPERKL
      CALL OUTPUT(TPERKL,ND,TPRINT,TABS)
      TOUT=TPERKL+TPRINT
      IF(TPERKL.EQ.0) TOUT=TPRINT-TX2
      IF(TPERKL.LE.TSK) GO TO 50
      TABS1=TABS
      NDSK=VA*U(I+1)*UR*30/(PI*RK)
```

```
      IF(ND.GT.NDSK) GOTO 67
      Y(1)=ND
      TXX=0
      IFLAG=1

       TOUT=TXX
      INDICR=5
C
   65 CALL RKF45(RAZGX1,NEQ,Y,TXX,TOUT,RELERR,ABSERR,
     1           IFLAG,WORK,IWORK)
      GO TO(120,66,70,80,90,100,110,120),IFLAG
   66 IF(Y(1).GT.NDSK) GOTO 661
      TABS=TABS1+TXX
      IF(FIDR.EQ.0) MK=-K-K1*ND
      CALL OUTPUT(TXX,Y(1),TPRINT,TABS)
      TOUT=TXX+TPRINT
      Y1=Y(1)
      GOTO 65
  661 TX4=TPRINT*(NDSK-Y1)/(Y(1)-Y1)
      TXX=TXX-TPRINT+TX4
      Y(1)=NDSK
      TABS=TABS+TX4
      TABS1=TABS
      CALL OUTPUT(TXX,Y(1),TPRINT,TABS)
C
   67 I=I+1
      IF(I.LE.3)GOTO 25
      INDICR=6
      CALL OUTPUT(T,ND,TPRINT,T)
      WRITE(*,68)
      WRITE(4,68)
   68 FORMAT(//' КІНЕЦЬ РОЗГОНУ ТРАКТОРА')
      IF(JPR.EQ.1) GOTO 441
      STOP
   70 WRITE(*,71) RELERR
      WRITE(4,71) RELERR
      GO TO(5,10,30,50,65),INDICR
   80 WRITE(*,81)
      WRITE(4,81)
      GOTO(5,10,30,50,65),INDICR
   90 ABSERR=1E-8
      WRITE(*,91) ABSERR
      WRITE(4,91) ABSERR
      GO TO (5,10,30,50,65),INDICR
  100 RELERR=RELERR*10
      WRITE(*,71) RELERR
      WRITE(4,71) RELERR
      IFLAG=2
      GO TO (5,10,30,50,65),INDICR
  110 WRITE(*,111)
      WRITE(4,111)
      IFLAG=2
      GOTO(5,10,30,50,65),INDICR
  120 WRITE(*,121)
      WRITE(4,121)
      STOP
  121 FORMAT(' ОШИБКА В ВЫЗОВЕ RKF45')
  71  FORMAT(' YВЕЛИЧЕНА ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ОШИБКА,RELERR=',G12.3)
   81 FORMAT(' ИНТЕГРИРОВАНИЕ НЕ ЗАКОНЧЕНО,МНОГО ШАГОВ')
  91  FORMAT(' YВЕЛИЧЕНА АБСОЛЮТНАЯ ОШИБКА,ABSERR=',G12.3)
```

```
111 FORMAT(' СЛИШКОМ МНОГО ВЫХОДНЫХ ТОЧЕК')
C     DEBUG INIT
      END
      BLOCK DATA

C
C
      REAL KCH,MNOX,KP,KX,MX
      COMMON/BLOCK1/ AMK(2),B(6),FMK(3)   ,BB(6)
      COMMON/BLOCK2/CCT(10),DCO(10),KCH(10),MNOX(10)       ,
     1              EB(6),DP(3),KP(3),HP(3)   ,HCO2(10)
      COMMON/BLOCK3/DX(3),KX(3),MX(3),CX(3),EX(3),HX(3)
      DATA AMK/293.6,-4.141/,
     1     B/0.40344E+2,0.23306E-1,-0.134E+1,-0.65097E-6,
     2     0.91244E-2,-0.19265E-3/,
     2     FMK/267.9,+0.052,-3E-5/,
     3     CCT/6.772E-1,3.423E-3,4.858E-3,9.58E-7,-1.212E-4,
     4         1.677E-3,-9.377E-11,-1.181E-9,9.393E-7,-2.673E-5/,
     5     DCO/3.602,2.892E-4,-2.325E-1,1.07E-7,-1.232E-5,
     6         5.539E-3,-6.329E-11,7.453E-09,-2.859E-7,-3.098E-5/,
     7     KCH/1.861E+3,-1.227,-8.131,4.697E-4,-7.011E-3,
     8         -5.245E-2,-3.658E-8,-4.95E-6,4.856E-4,-1.668E-3/,
     9     MNOX/-3.734E+2,1.397,1.334E+2,-6.12E-4,4.391E-3,
     *          -4.855,1.11E-7,2.84E-6,-3.459E-4,4.693E-2/,
     *     BB/32.761,0.067821,-2.5864,-0.23498E-4,
     *        0.022502,-0.4902E-4/,
     *     EB/-1.4133,-0.46829E-1,0.72148E-1,0.66378E-3,
     *         0.5974E-6,-0.82745E-3/,
     *     HCO2/1.164E+1,-8.686E-4,1.736E-1,5.624E-7,-1.024E-5,
     *          -4.074E-3,-9.842E-11,3.179E-14,8.437E-8,2.812E-5/,
     *     DP/0.13714E+1,-0.62929E-3,0.59643E-6/,
     *     KP/-0.1E+5,0.305E+2,-0.7E-2/
      DATA
     1     HP/0.18205E+2,-0.12684E-1,0.28851E-5/,
     2     DX/2.2107,0.0016,-1E-06/,
     3     KX/427.86,0.3239,-0.00002/,
     4     MX/312.29,0.0297,-9E-05/,
     5     CX/1.1264,0.0004,5E-07/,
     6     EX/26.764,-0.0075,1E-05/,
     7     HX/6.4464,-0.0014,2E-06/
      END
      SUBROUTINE RAZGX1(T,ND,DNDDT)
      REAL ND,JD,KF,MKMAX,NDK,NMIN,LYAMBD,MK,KSI,
     1     NXXMIN,NDN
      COMMON/COM1/BETA,GA,F0,RD,RK,U(5),UR,SUMJK,JD,ETAT,
     1            KF,MKMAX,SINALF,COSALF,K,K1
      COMMON/COM2/NDK(5),NMIN,VDR,FIDRK(5),C,LYAMBD
      COMMON/BLOCK1/ AMK(2),B(6),FMK(3)   ,BB(6)
      COMMON/RAZGXX/ FIDMIN,NXXMIN,NDN
      COMMON/MOTOR/MK,KSI,DELPK,VA,TDR
      COMMON/DROSSL/ FIDR
      COMMON I,INDICR
C
      IF(INDICR.EQ.5.AND.T.EQ.0) AND=ND
      FIDR=VDR*T
      TDR=FIDRK(I)/VDR
      IF(FIDR.GT.FIDRK(I)) FIDR=FIDRK(I)
      IF(INDICR.EQ.5) GOTO 10
      IF (FIDR.GT.C*(NDN-NXXMIN)) FIDR=C*(NDN-NXXMIN)
      IF(INDICR.EQ.1) GOTO 10
```

```
      IF(FIDR.GT.C*(NDK(I)-NXXMIN)) FIDR=C*(NDK(I)-NXXMIN)
   10 DELPK=B(1)+B(2)*ND+B(3)*FIDR+B(4)*ND*ND+
     1      B(5)*FIDR*FIDR+B(6)*FIDR*ND
      DELPK=0.53798E+02-0.31344E-02*ND-0.21226E+01*FIDR+

     1      0.80966E-05*ND*ND+0.34293E-01*FIDR*FIDR+
     2      0.22624E-03*ND*FIDR
      IF(ND.LT.900) DELPK=BB(1)+BB(2)*ND+BB(3)*FIDR+BB(4)*ND*ND+
     1              BB(5)*FIDR*FIDR+BB(6)*FIDR*ND
      IF(FIDR.GT.30) DELPK=0.28427E+02-0.78476E-02*ND-
     1                    0.36170E+00*FIDR+0.54789E-05*ND*ND+
     2                    0.15319E-02*FIDR*FIDR-
     3                    0.33613E-04*ND*FIDR
      MK=AMK(1)+AMK(2)*DELPK
      IF(INDICR.NE.5.OR.T.GT.TDR) GOTO 20
      MK=AMK(1)+AMK(2)*(B(1)+B(2)*AND+B(4)*AND*AND+
     1   (FIDRK(I)+0)*(B(3)+B(6)*AND)/2+
     2   (FIDRK(I)**2)*B(5)/3)
      MK=MK*(1.035-6.6*60/AND/(FIDRK(I)/VDR))
   20 DNDDT=MK*30/(JD*3.1416)
      RETURN
      END
C
C
      SUBROUTINE ENGINE(T,Y,YP)
      REAL Y(2),YP(2),NDK,NMIN,K,K1,JD,KF,MKMAX,LYAMBD,MK,
     1     KSI,L,MC,MST,JASH,MKCPY
      REAL ND0
      COMMON/COM1/BETA,GA,F0,RD,RK,U(5),UR,SUMJK,JD,ETAT,
     1            KF,MKMAX,SINALF,COSALF,K,K1
      COMMON/COM2/ NDK(5),NMIN,VDR,FIDRK(5),C,LYAMBD
      COMMON/BLOCK1/AMK(2),B(6),FMK(3)   ,BB(6)
      COMMON/MOTOR/MK,KSI,DELPK,VA,TDR
      COMMON/DROSSL/ FIDR
      COMMON I,INDICR
      COMMON/SHASS/ DELTA,DELTA1,PW,PPSI,PPSI1
      DATA PI,G/3.1416,9.81/
      TT=T
      IF(T.EQ.0) FIDRO=FIDR
      IF(TT.EQ.0) ND0=Y(2)
      VA=PI*RK*Y(1)/(U(I)*UR*30)
      VAA=VA
      CALL SHASSI(VAA,MC,MST,JASH,T)
      YP(1)=(MC-MST)*30/(JASH*PI)
      TDR=(FIDRK(I)-FIDRO)/VDR
      FIDR=FIDRO+VDR*TT
      IF(INDICR.EQ.4) FIDR=0
      IF(FIDR.GT.FIDRK(I)) FIDR=FIDRK(I)
      DELPK=B(1)+B(2)*Y(2)+B(3)*FIDR+B(4)*Y(2)*Y(2)+
     1      B(5)*FIDR*FIDR+B(6)*FIDR*Y(2)
      IF(Y(2).LT.900) DELPK=BB(1)+BB(2)*Y(2)+BB(3)*FIDR+BB(4)*
     1               Y(2)**2+BB(5)*FIDR**2+BB(6)*FIDR*Y(2)
      IF(DELPK.LT.0) DELPK=0
      L=LYAMBD
      IF(FIDR.LT.FIDRK(I)) GOTO 10
      IF(FIDRK(I).NE.100) GOTO 20
      MK=FMK(1)+FMK(2)*Y(2)+FMK(3)*Y(2)*Y(2)
      GOTO 30
   10 L=0
      TOB=60/ND0
```

```
      MKCPY=AMK(1)+AMK(2)*(B(1)+B(2)*ND0+B(4)*ND0*ND0+
     1    (FIDRK(I)+0)*(B(3)+B(6)*ND0)/2+
     2    (FIDRK(I)**2)*B(5)/3)
      MK=MKCPY*(1.035-6.6*TOB/(FIDRK(I)/VDR))

      IF(MK.LT.0) MK=0
      GOTO 30
   20 MK=AMK(1)+AMK(2)*DELPK
   30 YP(2)=(MK-MC)/((JD+L)*PI)*30
      KSI=1+L*U(I)**2*UR*UR*ETAT*G/(DELTA*GA*RK*RD)
      RETURN
      END
      SUBROUTINE SHASSI(VA,MC,MST,JASH,T)
C
C
      REAL MC,MST,JASH,JD,KF,MKMAX,KD1,L0
      COMMON/COM1/BETA,GA,F0,RD,RK,U(5),UR,SUMJK,JD,ETAT,
     1            KF,MKMAX,SINALF,COSALF,K,K1
      COMMON/COM3/ G0,GGR,A,KD1,TSK,L0,FIDRZ,VKZ   ,VSC
      COMMON/SHASS/ DELTA,DELTA1,PW,PPSI,PPSI1
      COMMON I,INDICR
      DATA PI,G/3.1416,9.81/
C
      MC=VSC*T
      IF(MC.GT.BETA*MKMAX) MC=BETA*MKMAX
      MST=GA*(F0*COSALF+SINALF)*RD*G/(U(1)*UR)
      JASH=(GA*RK*RK)/(U(I)*U(I)*UR*UR)+SUMJK/
     1     (U(I)*U(I)*UR*UR)
      DELTA=1+(SUMJK+JD*U(I)**2*UR**2*ETAT)/
     1      (GA*RD*RD)
C       WRITE(*,12) DELTA
C 12    FORMAT(' DELTA=',E15.5)
      DELTA1=1+SUMJK/(GA*RD*RD)
C     WRITE(*,13) DELTA1
C     WRITE(4,13) DELTA1
C 13  FORMAT('  DELTA1=',E15.5)
      PW=KF*VA*VA
      F=F0
      PSI=F*COSALF+SINALF
      PSI1=PSI+0.005
      PPSI=GA*PSI
      PPSI1=GA*PSI1
      RETURN
      END
C
C
      SUBROUTINE RAZGON(T,YVA,YPVA)
      REAL MK,KSI,JD,KF,MKMAX,Y(2),YP(2)
      COMMON/COM1/BETA,GA,F0,RD,RK,U(5),UR,SUMJK,JD,ETAT,
     1            KF,MKMAX,SINALF,COSALF,K,K1
      COMMON/MOTOR/MK,KSI,DELPK,VA,TDR
      COMMON/SHASS/ DELTA,DELTA1,PW,PPSI,PPSI1
      COMMON I,INDICR
      DATA PI,G/3.1416,9.81/
      Y(2)=(YVA*U(I)*UR*30)/(PI*RK)
      Y(1)=Y(2)
      CALL ENGINE(T,Y,YP)
      IF(INDICR.EQ.4) GO TO 10
      YPVA=G/(DELTA*KSI)*(MK*U(I)*UR*ETAT/(RD*G)-
```

```
      1    PW-PPSI)
C       WRITE(*,14) DELTA
C       WRITE(4,14) DELTA
C  14   FORMAT(' 2DELTA=',E15.5)
      YPVA=YPVA/GA

 RETURN
   10 YPVA=G*(-PPSI1-PW)/(DELTA1*GA)
C     WRITE(*,15) DELTA1
C     WRITE(4,15) DELTA1
C 15  FORMAT(' 2DELTA1=',E15.5)
      RETURN
      END
      SUBROUTINE OUTPUT(T,ND,TPRINT,TABS)
      REAL ND,MK,KS1,NOX,KD1,L0
      COMMON/COM3/G0,GGR,A,KD1,TSK,L0,FIDRZ,VKZ   ,VSC
      COMMON/COM5/GT,CO,CMHN,NOX,CO2,GA,ALFA
      COMMON/MOTOR/MK,KS1,DELPK,VA,TDR
      COMMON/DROSSL/ FIDR
      COMMON/SHASS/ DELTA,DD1,PW,PPSI,DD2
      COMMON/DUBL/ JPR
      COMMON I,INDICR
      DATA GFUEL,GCO,GCH,GNO,PUT/5*0.0/
C
      DELT=TPRINT
      IF(T.EQ.0)DELT=0
      IF(INDICR.EQ.6) GO TO 20
      CALL FUEL(ND,T)
      GFUELI=GT*DELT/3.6
C       IF(INDICR.EQ.4) GO TO 411
      COEF=GFUELI*1E-3*(1+9.52*(ALFA-0.21))/16
      GCOI=28*CO*COEF*1000/100
      GCHITR=1E-4*CMHN*86*COEF*1000/100
      GCHI=GCHITR
      GNOI=1E-4*NOX*46*COEF*1000/100
      GO TO 9
C411   GCOI=0.97*CO*GA*1000./(100.+(0.5*CO2)-(0.75*CO)-(CMHN*1.E-4))
C     1   *DELT/3600.
C     GCHI=0.558*CMHN*GA*1.E-4/(100.+(0.5*CO2)-(0.75*CO)-(CMHN*1.E-4))
C     1   *DELT/3.6
C       GNOI=3.32*NOX
    9 IF(INDICR.EQ.1)GOTO 10
      PUTI=VA*DELT
      PUT=PUT+PUTI
   10 GFUEL=GFUEL+GFUELI
      GCO=GCO+GCOI
      GCH=GCH+GCHI
      GNO=GNO+GNOI
      IF(INDICR.EQ.1.AND.T.EQ.0) MK=0
      IF(JPR.EQ.1) GOTO 15
C       IF(INDICR.NE.4) GO TO 33
C       IF(I.NE.4) GO TO 33
      WRITE(*,22) TABS,FIDR,DELPK,MK,ND,VA,PUT,GFUEL,GCO,GCH,GNO
      WRITE(4,22) TABS,FIDR,DELPK,MK,ND,VA,PUT,GFUEL,GCO,GCH,GNO
  22  FORMAT(' ',F6.2,F7.1,2F8.2,F10.3,F7.2,F8.1,4E12.3)
      RETURN
  15   CONTINUE
C       IF(INDICR.NE.4) GO TO 37
C       IF(I.NE.4) GO TO 37
C       IF(JPR.EQ.1) GO TO 37
```

```
      WRITE(*,16) GT,CO,CMHN,NOX,CO2,GA,ALFA
      WRITE(4,16) GT,CO,CMHN,NOX,CO2,GA,ALFA
   16 FORMAT(' ',9E13.3)
      RETURN
C

  20  IF(JPR.EQ.1) STOP
      ZNM=PUT/1000
      GTPKM=GFUEL/ZNM
      GCOPKM=GCO/ZNM
      GCHPKM=GCH/ZNM
      GNOPKM=GNO/ZNM
      GTTKM=GTPKM/(GGR/80)*1000
      GCOTKM=GCOPKM/(GGR/80)*1000
      GCHTKM=GCHPKM/(GGR/80)*1000
      GNOTKM=GNOPKM/(GGR/80)*1000
      WRITE(*,21) GTPKM,GCOPKM,GCHPKM,GNOPKM    ,
      WRITE(4,21) GTPKM,GCOPKM,GCHPKM,GNOPKM    ,
     1          GTTKM,GCOTKM,GCHTKM,GNOTKM
   21 FORMAT(///' ВИТРАТА ПАЛИВА ТА ВИКИДИ ТВ НА 1 КМ',
     1        ' РОЗГОНУ'/' GT=',E10.3/' GCO=',E10.3/
     2        ' GCH=',E10.3/' GNO=',E10.3///
     3        ' ВИТРАТА ПАЛИВА ТА ВИКИДИ ТВ НА 1000 ПАС-КМ',
     4        ' РОЗГОНУ'/' GT=',E10.3/' GCO=',E10.3/
     5        ' GCH=',E10.3/' GNO=',E10.3)
      JPR=1
      RETURN
      END
C
C
      SUBROUTINE FUEL(ND,T)
      REAL MK,KSI,KCH,MNOX,KP,COEF(10),ND,KD1,L0,NOX,
     1     KX,MX,NMIN
      COMMON/COM2/ADK(5),NMIN,VDR,FIDRK(5),C,AMBD
      COMMON/COM3/G0,GGR,A,KD1,TSK,L0,FIDRZ,VKZ  ,VSC
      COMMON/COM4/DELGT,TP,VG
      COMMON/COM5/ GFUEL,CO,CMHN,NOX,CO2,GA,ALFA1
      COMMON/BLOCK2/CCT(10),DCO(10),KCH(10),MNOX(10),
     1              EB(6),DP(3),KP(3),HP(3)   ,HCO2 (10)
      COMMON/BLOCK3/DX(3),KX(3),MX(3),CX(3),EX(3),HX(3)
      COMMON/MOTOR/ MK,KSI,DEPK,VA,TDR
      COMMON/DROSSL/ FIDR
      COMMON I,INDICR
C     IF(FIDR.GT.95) GOTO 27
      DELPK=DEPK
      DELGT=VG*FIDR
      IF (INDICR.EQ.4) GOTO 60
      IF(INDICR.GT.1.AND.INDICR.LT.5) GOTO 10
      CO=DX(1)+DX(2)*ND+DX(3)*ND*ND
      CO=4.5657-0.0014*ND-3E-07*ND*ND
      CMHN=KX(1)+KX(2)*ND+KX(3)*ND*ND
      CMHN=1145.8-0.574*ND-5E-05*ND*ND
      NOX=MX(1)+MX(2)*ND+MX(3)*ND*ND
      NOX=139.2+0.0295*ND+4E-05*ND*ND
      DO 5 J=1,10
    5 COEF(J)=CCT(J)
      GFUEL=FUNCTN(COEF,ND,DELPK)
      GA=EB(1)+EB(2)*DELPK+EB(3)*ND+EB(4)*DELPK*DELPK+
     1   EB(5)*ND*ND+EB(6)*DELPK*ND
      IF(T.NE.0) GOTO 6
```

```
      GFUEL=CX(1)+CX(2)*ND+CX(3)*ND*ND
      GFUEL=1.6471+0.0037*ND-4E-07*ND*ND
      GA=EX(1)+EX(2)*ND+EX(3)*ND*ND
      GA=10.263+0.0387+1E-06*ND*ND
      IF(T.EQ.0.AND.INDICR.EQ.1) GAXX=GA

 6    ALFA1=GA/(L0*GFUEL)
      CO2=HX(1)+HX(2)*ND+HX(3)*ND**2
      CO2=2.6614+0.0033*ND+9E-08*ND*ND
      IF(T.EQ.0.AND.INDICR.EQ.1) GTX=GFUEL
      RETURN
C
   10 GA=EB(1)+EB(2)*DELPK+EB(3)*ND+EB(4)*DELPK*DELPK+
     1   EB(5)*ND*ND+EB(6)*DELPK*ND
      GA=0.23171E+03-0.89256E-01*ND-0.25546E+01*DELPK+
     1   0.55824E-04*ND*ND+0.15512E-01*DELPK*DELPK-
     2   0.75908E-03*ND*DELPK

      DGT=0
      IF(T.LT.TDR+TP)DGT=DELGT
      DO 20 J=1,10
   20 COEF(J)=CCT(J)
      GFUEL=FUNCTN(COEF,ND,DELPK)
      GFUEL=0.24509E+01+0.62955E-02*ND-0.79128E-01*DELPK-
     1      0.64732E-06*ND*ND+0.21317E-03*DELPK*DELPK-
     2      0.28547E-04*ND*DELPK
      ALFA=GA/(L0*GFUEL)
      ALFA1=ALFA
      IF(ALFA.GT.1) ALFA=1
      B=ALFA/(1+3.6*DGT/((TP+TDR)*GFUEL)  )
      GFUEL=GFUEL+DGT*3.6/(TP+TDR)
      DO 30 J=1,10
  30  COEF(J)=DCO(J)
      CO=FUNCTN(COEF,ND,DELPK)
      IF(DELPK.GT.54) GOTO 555
      CO=-0.32655E+00+0.75830E-03*ND-0.11433E-01*DELPK-
     1   0.26025E-06*ND*ND+0.25275E-03*DELPK*DELPK-
     2   0.13575E-05*ND*DELPK
      GOTO 556
  555 CO=0.17657E+02+0.55149E-02*ND-0.78207E+00*DELPK-
     1   0.61445E-06*ND*ND+0.78389E-02*DELPK*DELPK-
     2   0.62132E-04*ND*DELPK
  556 CO=CO*(21-20*B)/(21-20*ALFA)
      DO 40 J=1,10
   40 COEF(J)=KCH(J)
      CMHN=FUNCTN(COEF,ND,DELPK)
      CMHN=CMHN*(6-5*B)/(6-5*ALFA)
      CMHN=0.46971E+03-0.40753E+00*ND+0.27260E+01*DELPK+
     1     0.11248E-03*ND*ND+0.92990E-01*DELPK*DELPK-
     2     0.38019E-02*ND*DELPK
      DO 50 J=1,10
   50 COEF(J)=MNOX(J)
      NOX=FUNCTN(COEF,ND,DELPK)
      NOX=NOX*(2.1*B-1.6)/(2.1*ALFA-1.6)
      NOX=-0.74276E+02+0.15035E+00*ND+0.41675E+02*DELPK+
     1     0.21538E-03*ND*ND-0.37936E+00*DELPK*DELPK-
     2     0.14879E-01*ND*DELPK
      IF(NOX.LT.0) NOX=0
      DO 55 J=1,10
  55  COEF(J)=HCO2(J)
```

```
       CO2=FUNCTN(COEF,ND,DELPK)
       CO2=CO2*(1.17*B-0.172)/(1.17*ALFA-0.172)
       CO2=0.10055E+02-0.37868E-02*ND+0.78256E-01*DELPK+
     1     0.15037E-05*ND*ND-0.19978E-02*DELPK*DELPK+
     2     0.38495E-04*ND*DELPK

   IF(CO2.LT.0) CO2=0
C      IF(FIDR.GT.95) GOTO 27
       RETURN
C
C
    27 GA=EB(1)+EB(2)*DELPK+EB(3)*ND+EB(4)*DELPK*DELPK+
     1   EB(5)*ND*ND+EB(6)*DELPK*ND
       GA=0.16635E+03-0.24742E-01*ND-0.22438E+01*DELPK+
     1   0.32325E-04*ND*ND+0.12649E-01*DELPK*DELPK-
     2   0.64814E-03*ND*DELPK
       GFUEL=4.0+0.007*ND
       ALFA=GA/(L0*GFUEL)
       ALFA1=ALFA
       IF(ALFA.GT.1) ALFA=1
       B=ALFA/(1+3.6*DGT/((TP+TDR)*GFUEL))
       GFUEL=GFUEL+DGT*3.6/(TP+TDR)
       CO=3.5
       CO=CO*(21-20*B)/(21-20*ALFA)
       CMHN=1750.0-0.21666*ND
       CMHN=CMHN*(6-5*B)/(6-5*ALFA)
       NOX=750.0+0.41666*ND
       NOX=NOX*(2.1*B-1.6)/(2.1*ALFA-1.6)
       IF(NOX.LT.0) NOX=0
       CO2=12.5
       COK=CO2*(1.17*B-0.172)/(1.17*ALFA-0.172)
       IF(CO2.LT.0) CO2=0
       RETURN
    60 GFUEL=CX(1)+CX(2)*NMIN+CX(3)*NMIN*NMIN
       GA=EX(1)+EX(2)*NMIN+EX(3)*NMIN*NMIN
C      ALFA=GA/(L0*GFUEL)
C      ALFA1=ALFA
C
C      IF(ND.LE.600.0) ND=600.0
       CO=DP(1)+DP(2)*ND+DP(3)*ND**2
       CMHN=KP(1)+KP(2)*ND+KP(3)*ND**2
       CO2=HP(1)+HP(2)*ND+HP(3)*ND**2
       NOX=0
       RETURN
C      DEBUG INIT
       END
C
C
C
       FUNCTION FUNCTN(C,X1,X2)
       REAL C(10)
       FUNCTN=C(1)+C(2)*X1+C(3)*X2+C(4)*X1*X1+
     1        C(5)*X1*X2+C(6)*X2*X2+C(7)*X1**3+
     2        C(8)*X1*X1*X2+C(9)*X1*X2*X2+C(10)*X2**3
       RETURN
       END
C
C
       SUBROUTINE RKF45(F,NEQN,Y,T,TOUT,RELERR,ABSERR,IFLAG,
```

```
     1WORK,IWORK)
      DIMENSION IWORK(5),Y(NEQN)
      DIMENSION WORK(70)
      EXTERNAL F
      K1M=NEQN+1
      K1=K1M+1

 K2=K1+NEQN
      K3=K2+NEQN
      K4=K3+NEQN
      K5=K4+NEQN
      K6=K5+NEQN
      CALL RKFS(F,NEQN,Y,T,TOUT,RELERR,ABSERR,IFLAG,
     1WORK(1),WORK(K1M),WORK(K1),WORK(K2),WORK(K3),WORK(K4),
     2WORK(K5),WORK(K6),WORK(K6+1),IWORK(1),IWORK(2),
     3IWORK(3),IWORK(4),IWORK(5))
      RETURN
      END
C
C
      SUBROUTINE RKFS(F,NEQN,Y,T,TOUT,RELERR,ABSERR,
     1IFLAG,YP,H,F1,F2,F3,F4,F5,SAVRE,SAVAE,NFE,KOP,
     2INIT,JFLAG,KFLAG)
      LOGICAL HFAILD,OUTPUT
      DIMENSION Y(NEQN),YP(NEQN),F1(NEQN),F2(NEQN),
     1F3(NEQN),F4(NEQN),F5(NEQN)
      EXTERNAL F
      DATA REMIN,MAXNFE/1.E-8,10000/
      IF(NEQN.LT.1) GOTO 10
      IF((RELERR.LT.0.0).OR.(ABSERR.LT.0.0)) GOTO 10
      MFLAG=IABS(IFLAG)
      IF((MFLAG.EQ.0).OR.(MFLAG.GT.8)) GOTO 10
      IF(MFLAG.NE.1) GOTO 20
      EPS=1.0
  5   EPS=EPS/2.0
      EPSP1=EPS+1.0
      IF(EPSP1.GT.1.0) GOTO 5
      U26=26.0*EPS
      GOTO 50
  10  IFLAG=8
      RETURN
  20  IF((T.EQ.TOUT).AND.(KFLAG.NE.3)) GOTO 10
      IF(MFLAG.NE.2) GOTO 25
      IF((KFLAG.EQ.3).OR.(INIT.EQ.0)) GOTO 45
      IF(KFLAG.EQ.4) GOTO 40
      IF((KFLAG.EQ.5).AND.(ABSERR.EQ.0.0)) GOTO 30
      IF((KFLAG.EQ.6).AND.(RELERR.LE.SAVRE).AND.
     1(ABSERR.LE.SAVAE)) GOTO 30
      GOTO 50
  25  IF(IFLAG.EQ.3) GOTO 45
      IF(IFLAG.EQ.4) GOTO 40
      IF((IFLAG.EQ.5).AND.(ABSERR.GT.0.0)) GOTO 45
  30  STOP
  40  NFE=0
      IF(MFLAG.EQ.2) GOTO 50
  45  IFLAG=JFLAG
      IF(KFLAG.EQ.3) MFLAG=IABS(IFLAG)
  50  JFLAG=IFLAG
      KFLAG=0
```

```
      SAVRE=RELERR
      SAVAE=ABSERR
      RER=2.0*EPS+REMIN
      IF(RELERR.GE.RER) GOTO 55
      RELERR=RER
      IFLAG=3
      KFLAG=3

RETURN
 55   DT=TOUT-T
      IF(MFLAG.EQ.1) GOTO 60
      IF(INIT.EQ.0) GOTO 65
      GOTO 80
 60   INIT=0
      KOP=0
      A=T
      CALL F(A,Y,YP)
      NFE=1
      IF(T.NE.TOUT) GOTO 65
      IFLAG=2
      RETURN
 65   INIT=1
      H=ABS(DT)
      TOLN=0.0
      DO 70 K=1,NEQN
      TOL=RELERR*ABS(Y(K))+ABSERR
      IF(TOL.LE.0) GOTO 70
      TOLN=TOL
      YPK=ABS(YP(K))
      IF(YPK*H**5.GT.TOL) H=(TOL/YPK)**0.2
 70   CONTINUE
      IF(TOLN.LE.0.0) H=0.0
      H=AMAX1(H,U26*AMAX1(ABS(T),ABS(DT)))
      JFLAG=ISIGN(2,IFLAG)
 80   H=SIGN(H,DT)
      IF(ABS(H).GE.2.0*ABS(DT)) KOP=KOP+1
      IF(KOP.NE.100) GOTO 85
      KOP=0
      IFLAG=7
      RETURN
 85   IF(ABS(DT).GT.U26*ABS(T)) GOTO 95
      DO 90 K=1,NEQN
 90   Y(K)=Y(K)+DT*YP(K)
      A=TOUT
      CALL F(A,Y,YP)
      NFE=NFE+1
      GOTO 300
 95   OUTPUT=.FALSE.
      SCALE=2.0/RELERR
      AE=SCALE*ABSERR
 100  HFAILD=.FALSE.
      HMIN=U26*ABS(T)
      DT=TOUT-T
      IF(ABS(DT).GE.2.0*ABS(H)) GOTO 200
      IF(ABS(DT).GT.ABS(H)) GOTO 150
      OUTPUT=.TRUE.
      H=DT
      GOTO 200
 150  H=0.5*DT
 200  IF(NFE.LE.MAXNFE) GOTO 220
```

```
      IFLAG=4
      KFLAG=4
      RETURN
  220 CALL FEHL(F,NEQN,Y,T,H,YP,F1,F2,F3,F4,F5,F1)
      NFE=NFE+5
      EEOET=0.0
      DO 250 K=1,NEQN

 ET=ABS(Y(K))+ABS(F1(K))+AE
      IF(ET.GT.0.0) GOTO 240
      IFLAG=5
      RETURN
  240 EE=ABS((-2090.0*YP(K)+(21970.0*F3(K)-15048.0*F4(K)))+
     1(22528.0*F2(K)-27360.0*F5(K)))
  250 EEOET=AMAX1(EEOET,EE/ET)
      ESTTOL=ABS(H)*EEOET*SCALE/752400.0
      IF(ESTTOL.LE.1.0) GOTO 260
      HFAILD=.TRUE.
      OUTPUT=.FALSE.
      S=0.1
      IF(ESTTOL.LT.59049.0) S=0.9/ESTTOL**0.2
      H=S*H
      IF(ABS(H).GT.HMIN) GOTO 200
      IFLAG=6
      KFLAG=6
      RETURN
  260 T=T+H
      DO 270 K=1,NEQN
  270 Y(K)=F1(K)
      A=T
      CALL F(A,Y,YP)
      NFE=NFE+1
      S=5.0
      IF(ESTTOL.GT.1.889568E-4) S=0.9/ESTTOL**0.2
      IF(HFAILD) S=AMIN1(S,1.0)
      H=SIGN(AMAX1(S*ABS(H),HMIN),H)
      IF(OUTPUT) GOTO 300
      IF(IFLAG.GT.0) GOTO 100
      IFLAG=-2
      RETURN
  300 T=TOUT
      IFLAG=2
      RETURN
      END
C
      SUBROUTINE FEHL(F,NEQN,Y,T,H,YP,F1,F2,F3,F4,F5,S)
      DIMENSION Y(NEQN),YP(NEQN),F1(NEQN),F2(NEQN),F3(NEQN),
     1F4(NEQN),F5(NEQN),S(NEQN)
      CH=H/4.0
      DO 221 K=1,NEQN
  221 F5(K)=Y(K)+CH*YP(K)
      CALL F(T+CH,F5,F1)
      CH=3.0*H/32.0
      DO 222 K=1,NEQN
  222 F5(K)=Y(K)+CH*(YP(K)+3.0*F1(K))
      CALL F(T+3.0*H/8.0,F5,F2)
      CH=H/2197.0
      DO 223 K=1,NEQN
  223 F5(K)=Y(K)+CH*(1932.0*YP(K)+(7296.0*F2(K)-7200.0*F1(K)))
      CALL F(T+12.0*H/13.0,F5,F3)
      CH=H/4104.0
```

```
      DO 224 K=1,NEQN
224   F5(K)=Y(K)+CH*((8341.0*YP(K)-845.0*F3(K))+
     1(29440.0*F2(K)-32832.0*F1(K)))
      CALL F(T+H,F5,F4)
      CH=H/20520.0
      DO 225 K=1,NEQN

225   F1(K)=Y(K)+CH*((-6080.0*YP(K)+(9295.0*F3(K)-5643.0*F4(K)))+
     1(41040.0*F1(K)-28352.0*F2(K)))
      CALL F(T+H/2.0,F1,F5)
      CH=H/7618050.0
      DO 230 K=1,NEQN
230   S(K)=Y(K)+CH*((902880.0*YP(K)+(3855735.0*F3(K)-
     11371249.0*F4(K)))+(3953664.0*F2(K)+277020.0*F5(K)))
      RETURN
      END
```

Додаток В

Текст програми для дослідження впливу параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора на паливну економічність та екологічні показники під час руху з усталеною швидкістю

```
C      V=CONST
       REAL KF,ND,MK,NOX,NOS,K(6),M(6),COEF(6),COEFF(10),COED(6),N
       DIMENSION A8(2),F(3),A(6),B(6),C(6),D(10),P(6),POV(6)
       OPEN (4,FILE='ZUST.dat', STATUS='NEW')
       V=6.6
       UI=1
       UP=18.15
       RK=0.75
       GO=3160
       GR=4000
       FO=0.016
       G=9.81
       AC=1.0
       AS=0.0
       A1=0.00065
       KF=0.32
       RG=0.49
       ETAT=0.85
       S=950
       RHD=1.0
       PI=3.1416
       L0=17.2
       DATA GTKT,GCOKT,GCHKT,GNOKT/4*0.0/
       DATA A8/339,-5.48/,
      *F/202,1.55E-01,-0.427E-04/,
      *A/35.910E+00,29.201E-03,-55.027E-01,
      * 75.649E-08,25.026E-02,-12.941E-04/,
      *B/25.741E-01,24.396E-03,-34.222E-02,
      * -21.526E-07,31.040E-04,-16.471E-05/,
      *C/-2.25,0.582E-02,0.722E-02,-0.111E-05,-0.88E-05,
      * 0.144E-04/,
      *D/5.139,-9.611E-03,-0.011,6.356E-06,-9.317E-06,
      * 4.996E-04,-1.406E-9,4.285E-09,-3.672E-08,-3.934E-06/,
      *K/0.46971E+03,-0.40753E+00,0.27260E+01,0.11248E-03,0.92990E-01,
      * -0.38019E-02/,
      *M/-0.74276E+02,0.15035E+00,0.41675E+02,0.21538E-03,-0.37936E+00,
      * -0.14879E-01/,
      *P/0.10055E+02,-0.37868E-02,0.78256E-01,0.15037E-05,-0.19978E-02,
      * 0.38495E-04/,
      *POV/0.23171E+03,-0.89256E-01,-0.25546E+01,0.55824E-04,0.15512E-01,
      * -0.75908E-03/
       ND=V*UI*UP*30/(PI*RK)
       MK=(((GO+GR)*(FO*AC+AS)+KF*(V**2))*RG*G)/
      *(UI*UP*ETAT)
       PF1=F(1)+F(2)*ND+F(3)*ND**2
       TMK=0.01*MK
       IF((PF1-MK).GE.TMK) GOTO 11
       DELPK=0.0
       GOTO 113
```

```
   11 DELPK=(MK-A8(1))/A8(2)
  113 IF(DELPK.GE.15.0) GOTO 24
      DO 9 J=1,6
    9 COED(J)=A(J)
      FIDR=FUNCT1(COED,ND,DELPK)
      GOTO 25
   24 DO 10 J=1,6
   10 COED(J)=B(J)
      FIDR=FUNCT1(COED,ND,DELPK)
   25 DO 110 J=1,10
  110 COEF(J)=C(J)
      GT=FUNCT1(COEF,ND,MK)
C       IF(DELPK.LT.40.0) GOTO 72
C       DO 75 J=1,10
C    75 COEF(J)=D8(J)
C       CO=FUNCTN(COEF,ND,DELPK)
C       GOTO 73
      DO 12 J=1,10
   12 COEFF(J)=D(J)
      CO=FUNCTN(COEFF,ND,DELPK)
      DO 13 J=1,10
   13 COEF(J)=K(J)
      CH=FUNCT1(COEF,ND,DELPK)
      DO 14 J=1,10
   14 COEF(J)=M(J)
      NOX=FUNCT1(COEF,ND,DELPK)
      DO 15 J=1,10
   15 COEF(J)=P(J)
      CO2=FUNCT1(COEF,ND,DELPK)
      DO 16 J=1,10
   16 COEF(J)=POV(J)
      GA=FUNCT1(COEF,ND,DELPK)
      ALFA=GA/(L0*GT)
      ZN=GT*1E-3*(1+9.52*(ALFA-0.21))/16
      GCO=28*CO*ZN*1000
      GCH=1E-4*CH*86*ZN*1000
      GNO=1E-4*NOX*46*ZN*1000
      GTK=GT*0.1E+4/(3.6*V)
      GCOK=GCO/(3.6*V)
      GCHK=GCH/(3.6*V)
      GNOK=GNO/(3.6*V)
      IF(GR.EQ.0) GOTO 93
      CKK=(0.1E+7)/(3.6*V*GR)
      GTKT=GT*CKK
      DKK=(0.1E+4)/(3.6*V*GR)
      GCOKT=GCO*DKK
      GCHKT=GCH*DKK
      GNOKT=GNO*DKK
   93 T=S/V
      Z=S/1000.0
      GTS=GTK*Z
      COS=GCOK*Z
      CHS=GCHK*Z
      NOS=GNOK*Z
      WRITE(*,35)
      WRITE(4,35)
   35 FORMAT(//3X,'ND',8X,'MK',9X,'DELPK',6X,'GT',8X,'CO',8X,'CH',
     *6X,'NOX',8X,'CO2')
      WRITE(*,41) ND,MK,DELPK,GT,GCO,GCH,GNO,GCO2
      WRITE(4,41) ND,MK,DELPK,GT,GCO,GCH,GNO,GCO2
   41 FORMAT(/8F10.3)
```

```
      WRITE(*,38)
      WRITE(4,38)
   38 FORMAT(///7X,'T',8X,'S',8X,'FIDR',8X,'V',8X,'GTS',6X,
     *'COS',8X,'CHS',8X,'NOS',4X,'ALFA')
      WRITE(*,39) T,S,FIDR,V,GTS,COS,CHS,NOS,ALFA
      WRITE(4,39) T,S,FIDR,V,GTS,COS,CHS,NOS,ALFA
   39 FORMAT(/8F10.3)
      STOP
      END
      FUNCTION FUNCTN(C,X1,X2)
      REAL C(10)
      FUNCTN=C(1)+C(2)*X1+C(3)*X2+C(4)*X1*X1+
     *C(5)*X1*X2+C(6)*X2*X2+C(7)*X1**3+
     *C(8)*X1*X1*X2+C(9)*X1*X2*X2+C(10)*X2**3
      RETURN
      END
      FUNCTION FUNCT1(C,X1,X2)
      REAL C(6)
      FUNCT1=C(1)+C(2)*X1+C(3)*X2+C(4)*X1*X1+
     *C(5)*X2*X2+C(6)*X1*X2
      RETURN
      END
```

Додаток Г

Приклад розрахунку показників паливної економічності та екологічних показників колісного трактора в процесі розгону в залежності від параметрів керування трансмісією та газовим двигуном

```
BETA=2.50  GA=7160.  F0= .016  RD= .750  RK= .750  UR= 18.15  SUMJK=   136.000  JD=1.20  ETAT= .85
 KF= .320  MKMAX= 290.0  K= 32.00K1=   .0118 C= .12000E-01  LYAMBDA= .00  G0=3160. GGR=4000.  A= .65E-03  TSK=1.0
NDN=1600.  TP=2.00  L0=17.20  VG= .0078  VDR=172.  SINALF= .000  COSALF=1.000  VSC=740.
U(I)=  2.20  1.86  1.00   .00   .00
NDK(I)=  2000.  2000.  2000.     0.     0.
FIDRK(I)=   100.   100.   100.     0.     0.
```

```
РАЗГІН ТРАКТОРА МТЗ-80 НА ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ
```

T	FIDR	DELPK	MK	ND	VA	ПУТЬ	GT	GCO	GCH	GNO
РОЗГІН ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ										
.00	.0	71.98	.00	800.000	.00	.0	.000E+00	.000E+00	.000E+00	.000E+00
.20	9.6	42.59	117.24	922.909	.00	.0	.140E+00	.452E-01	.264E-02	.493E-03
.40	9.6	45.33	105.89	1100.594	.00	.0	.289E+00	.908E-01	.502E-02	.111E-02
.60	9.6	48.22	93.94	1259.647	.00	.0	.442E+00	.134E+00	.698E-02	.184E-02
.80	9.6	51.10	82.01	1399.624	.00	.0	.597E+00	.173E+00	.843E-02	.266E-02
1.00	9.6	53.85	70.61	1520.987	.00	.0	.752E+00	.207E+00	.937E-02	.355E-02
1.15	9.6	56.39	60.07	1600.000	.00	.0	.903E+00	.237E+00	.995E-02	.446E-02

РУШАННЯ ТРАКТОРА З МІСЦЯ НА 6-Й ПЕРЕДАЧІ

1.15	9.6	60.98	118.41	1600.000	.00	.0	.903E+00	.237E+00	.995E-02	.446E-02
1.20	17.8	50.16	118.41	1638.353	.00	.0	.121E+01	.246E+00	.120E-01	.898E-02
1.40	52.2	15.36	118.41	1652.671	.13	.0	.175E+01	.259E+00	.141E-01	.235E-01
1.60	86.6	.87	118.41	1431.440	.47	.1	.236E+01	.328E+00	.182E-01	.350E-01
1.80	100.0	1.34	288.22	1138.423	1.02	.3	.290E+01	.394E+00	.233E-01	.424E-01
1.95	100.0	32.23	289.78	816.554	1.61	.6	.319E+01	.386E+00	.296E-01	.510E-01

РАЗГІН ПРИ ЗБЛОКОВАНОМУ ЗЧЕПЛЕННІ НА 6-Й ПЕРЕДАЧІ

1.95	100.0	34.85	290.36	816.554	1.61	1.0	.348E+01	.381E+00	.365E-01	.600E-01
2.00	100.0	35.51	290.42	844.174	1.66	1.3	.378E+01	.381E+00	.430E-01	.687E-01
2.20	100.0	.88	290.16	962.755	1.89	1.7	.429E+01	.451E+00	.494E-01	.742E-01
2.40	100.0	1.20	289.06	1080.998	2.13	2.1	.483E+01	.528E+00	.550E-01	.811E-01
2.60	100.0	1.50	287.13	1198.525	2.36	2.6	.540E+01	.608E+00	.599E-01	.896E-01
2.80	100.0	1.78	284.40	1314.970	2.59	3.1	.600E+01	.691E+00	.643E-01	.998E-01
3.00	100.0	2.04	280.91	1429.979	2.81	3.7	.663E+01	.774E+00	.684E-01	.112E+00
3.20	100.0	2.27	276.70	1543.217	3.04	4.3	.721E+01	.794E+00	.718E-01	.124E+00
3.40	100.0	2.49	271.82	1654.369	3.25	4.9	.780E+01	.815E+00	.750E-01	.139E+00
3.60	100.0	2.69	266.32	1763.144	3.47	5.6	.843E+01	.834E+00	.783E-01	.157E+00
3.80	100.0	2.87	260.28	1869.281	3.68	6.3	.907E+01	.852E+00	.817E-01	.177E+00
4.00	100.0	3.03	253.74	1972.546	3.88	7.1	.973E+01	.867E+00	.852E-01	.200E+00
4.05	100.0	3.17	246.80	2000.000	3.93	7.9	.104E+02	.881E+00	.888E-01	.224E+00

ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ З 6-Ї НА 8-У ПЕРЕДАЧУ

4.05	.0	84.35	-55.60	2000.000	3.93	7.9	.104E+02	.881E+00	.888E-01	.224E+00
4.20	.0	84.04	-55.24	1969.101	3.90	8.7	.105E+02	.928E+00	.223E+00	.224E+00
4.40	.0	83.60	-54.74	1927.320	3.86	9.5	.106E+02	.973E+00	.357E+00	.224E+00
4.60	.0	83.16	-54.26	1886.425	3.82	10.2	.107E+02	.102E+01	.490E+00	.224E+00
4.80	.0	82.72	-53.79	1846.397	3.78	11.0	.108E+02	.106E+01	.622E+00	.224E+00
5.00	.0	82.29	-53.33	1807.219	3.74	11.7	.109E+02	.110E+01	.753E+00	.224E+00
5.20	.0	81.85	-52.87	1768.873	3.70	12.5	.110E+02	.114E+01	.883E+00	.224E+00

РАЗГІН ПРИ ЗБЛОКОВАНОМУ ЗЧЕПЛЕННІ НА 8-Й ПЕРЕДАЧІ

5.20	.0	75.74	118.16	1589.067	3.70	12.5	.110E+02	.114E+01	.883E+00	.224E+00
5.40	34.4	30.35	118.16	1619.421	3.77	13.2	.114E+02	.115E+01	.885E+00	.234E+00
5.60	68.8	6.15	118.16	1649.755	3.84	14.0	.120E+02	.119E+01	.887E+00	.250E+00
5.80	100.0	2.55	270.34	1685.167	3.92	14.8	.127E+02	.125E+01	.891E+00	.267E+00

6.00	100.0	2.70	266.08	1767.575	4.11	15.6	.134E+02	.131E+01	.895E+00	.286E+00
6.20	100.0	2.83	261.52	1848.397	4.30	16.4	.141E+02	.136E+01	.898E+00	.307E+00
6.40	100.0	2.96	256.67	1927.527	4.48	17.3	.148E+02	.141E+01	.902E+00	.331E+00
6.59	100.0	3.07	251.57	2000.000	4.65	18.3	.155E+02	.145E+01	.906E+00	.357E+00
ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ З 8-Ї НА 9-У ПЕРЕДАЧУ										
6.59	.0	84.35	-55.60	2000.000	4.65	18.3	.155E+02	.145E+01	.906E+00	.357E+00
6.60	.0	84.33	-55.57	1997.301	4.65	19.2	.156E+02	.150E+01	.104E+01	.357E+00
6.80	.0	83.95	-55.07	1954.921	4.61	20.1	.157E+02	.154E+01	.118E+01	.357E+00
7.00	.0	83.58	-54.58	1913.441	4.57	21.0	.158E+02	.159E+01	.131E+01	.357E+00
7.20	.0	83.20	-54.10	1872.840	4.52	21.9	.159E+02	.163E+01	.144E+01	.357E+00
7.40	.0	82.83	-53.63	1833.101	4.48	22.8	.160E+02	.167E+01	.157E+01	.357E+00
7.60	.0	82.45	-53.17	1794.205	4.44	23.7	.161E+02	.172E+01	.170E+01	.357E+00
РАЗГІН ПРИ ЗБЛОКОВАНОМУ ЗЧЕПЛЕННІ НА 9-Й ПЕРЕДАЧІ										
7.60	.0	63.57	82.70	1026.107	4.44	23.7	.161E+02	.172E+01	.170E+01	.357E+00
7.80	34.4	21.52	82.70	1029.000	4.45	24.6	.165E+02	.172E+01	.171E+01	.365E+00
8.00	68.8	1.02	82.70	1031.891	4.47	25.5	.170E+02	.177E+01	.171E+01	.371E+00
8.20	100.0	1.08	289.56	1036.799	4.49	26.4	.175E+02	.183E+01	.172E+01	.377E+00
8.40	100.0	1.15	289.26	1064.242	4.61	27.3	.180E+02	.189E+01	.172E+01	.384E+00
8.60	100.0	1.22	288.92	1091.621	4.72	28.3	.185E+02	.195E+01	.173E+01	.390E+00
8.80	100.0	1.29	288.52	1118.932	4.84	29.2	.191E+02	.202E+01	.174E+01	.398E+00
9.00	100.0	1.36	288.09	1146.167	4.96	30.2	.196E+02	.208E+01	.174E+01	.405E+00
9.20	100.0	1.43	287.61	1173.323	5.08	31.3	.202E+02	.215E+01	.175E+01	.413E+00
9.40	100.0	1.50	287.09	1200.392	5.19	32.3	.207E+02	.222E+01	.175E+01	.421E+00
9.60	100.0	1.57	286.53	1227.371	5.31	33.4	.213E+02	.228E+01	.175E+01	.430E+00
9.80	100.0	1.63	285.93	1254.252	5.43	34.4	.218E+02	.235E+01	.176E+01	.439E+00
10.00	100.0	1.70	285.28	1281.031	5.54	35.5	.224E+02	.242E+01	.176E+01	.448E+00
10.20	100.0	1.76	284.60	1307.702	5.66	36.7	.229E+02	.244E+01	.177E+01	.457E+00
10.40	100.0	1.82	283.87	1334.260	5.77	37.8	.235E+02	.246E+01	.177E+01	.466E+00
10.60	100.0	1.88	283.11	1360.701	5.89	39.0	.240E+02	.248E+01	.178E+01	.476E+00
10.80	100.0	1.94	282.31	1387.018	6.00	40.2	.245E+02	.250E+01	.178E+01	.486E+00
11.00	100.0	2.00	281.47	1413.208	6.12	41.4	.251E+02	.252E+01	.178E+01	.496E+00
11.20	100.0	2.06	280.60	1439.265	6.23	42.7	.256E+02	.254E+01	.179E+01	.507E+00
11.40	100.0	2.11	279.69	1465.184	6.34	44.0	.262E+02	.256E+01	.179E+01	.518E+00
11.60	100.0	2.17	278.74	1490.961	6.45	45.2	.267E+02	.258E+01	.179E+01	.529E+00
11.80	100.0	2.22	277.76	1516.592	6.56	46.6	.273E+02	.261E+01	.180E+01	.542E+00

12.00	100.0	2.27	276.75	1542.072	6.67	47.9	.279E+02	.263E+01	.180E+01	.554E+00
12.20	100.0	2.32	275.70	1567.397	6.78	49.2	.285E+02	.265E+01	.180E+01	.567E+00
12.40	100.0	2.37	274.63	1592.562	6.89	50.6	.291E+02	.267E+01	.181E+01	.581E+00
12.60	100.0	2.42	273.52	1617.565	7.00	52.0	.296E+02	.269E+01	.181E+01	.595E+00
12.80	100.0	2.47	272.38	1642.400	7.11	53.4	.302E+02	.271E+01	.181E+01	.609E+00
13.00	100.0	2.52	271.21	1667.064	7.21	54.9	.308E+02	.273E+01	.182E+01	.624E+00
13.20	100.0	2.56	270.02	1691.553	7.32	56.4	.315E+02	.275E+01	.182E+01	.640E+00
13.40	100.0	2.61	268.80	1715.865	7.43	57.8	.321E+02	.277E+01	.182E+01	.656E+00
13.60	100.0	2.65	267.55	1739.995	7.53	59.3	.327E+02	.279E+01	.183E+01	.673E+00
13.80	100.0	2.69	266.28	1763.940	7.63	60.9	.333E+02	.281E+01	.183E+01	.690E+00
14.00	100.0	2.73	264.98	1787.697	7.74	62.4	.339E+02	.283E+01	.183E+01	.708E+00
14.20	100.0	2.77	263.67	1811.264	7.84	64.0	.346E+02	.285E+01	.184E+01	.726E+00
14.40	100.0	2.81	262.32	1834.637	7.94	65.6	.352E+02	.287E+01	.184E+01	.745E+00
14.60	100.0	2.85	260.96	1857.813	8.04	67.2	.358E+02	.288E+01	.184E+01	.765E+00
14.80	100.0	2.89	259.58	1880.791	8.14	68.8	.365E+02	.290E+01	.185E+01	.786E+00
15.00	100.0	2.92	258.18	1903.567	8.24	70.5	.371E+02	.292E+01	.185E+01	.807E+00
15.20	100.0	2.96	256.76	1926.139	8.33	72.1	.378E+02	.293E+01	.185E+01	.828E+00
15.40	100.0	2.99	255.32	1948.505	8.43	73.8	.384E+02	.295E+01	.186E+01	.851E+00
15.60	100.0	3.02	253.87	1970.664	8.53	75.5	.391E+02	.296E+01	.186E+01	.874E+00
15.80	100.0	3.06	252.40	1992.612	8.62	77.2	.398E+02	.298E+01	.186E+01	.898E+00
15.87	100.0	3.09	250.92	2000.000	8.65	79.0	.404E+02	.299E+01	.187E+01	.922E+00

ВИТРАТА ПАЛИВА ТА ВИКИДИ ТВ НА 1 КМ РОЗГОНУ
GT= .512E+03
GCO= .379E+02
GCH= .236E+02
GNO= .117E+02

ВИТРАТА ПАЛИВА ТА ВИКИДИ ТВ НА 1000 ПАС-КМ РОЗГОНУ
GT= .102E+05
GCO= .758E+03
GCH= .473E+03
GNO= .233E+03

КІНЕЦЬ РОЗГОНУ ТРАКТОРА

GT	CO	CMHN	NOX	CO2	GB	ALFA
.435E+01	.325E+01	.655E+03	.188E+03	.536E+01	.109E+02	.146E+00
.253E+01	.302E+01	.573E+03	.200E+03	.578E+01	.324E+02	.744E+00
.267E+01	.266E+01	.453E+03	.220E+03	.640E+01	.367E+02	.799E+00
.276E+01	.233E+01	.343E+03	.240E+03	.696E+01	.394E+02	.832E+00
.279E+01	.202E+01	.244E+03	.259E+03	.746E+01	.409E+02	.851E+00
.279E+01	.174E+01	.157E+03	.277E+03	.789E+01	.413E+02	.862E+00
.271E+01	.156E+01	.994E+02	.289E+03	.817E+01	.404E+02	.866E+00

РУШАННЯ ТРАКТОРА З МІСЦЯ НА 6-Й ПЕРЕДАЧІ

.415E+01	.340E+00	.247E+03	.396E+03	.894E+01	.596E+02	.102E+01
.545E+01	.215E+00	.162E+03	.663E+03	.995E+01	.838E+02	.107E+01
.978E+01	.143E+00	.707E+02	.935E+03	.961E+01	.182E+03	.115E+01
.110E+02	.589E+00	.115E+03	.600E+03	.783E+01	.215E+03	.125E+01
.974E+01	.599E+00	.150E+03	.409E+03	.785E+01	.198E+03	.133E+01
.519E+01	-.119E+00	.296E+03	.750E+03	.943E+01	.110E+03	.157E+01

РАЗГІН ПРИ ЗБЛОКОВАНОМУ ЗЧЕПЛЕННІ НА 6-Й ПЕРЕДАЧІ

.525E+01	-.697E-01	.312E+03	.760E+03	.936E+01	.104E+03	.157E+01
.531E+01	.975E-03	.306E+03	.762E+03	.934E+01	.102E+03	.152E+01
.922E+01	.612E+00	.181E+03	.294E+03	.790E+01	.195E+03	.145E+01
.977E+01	.674E+00	.159E+03	.370E+03	.786E+01	.196E+03	.136E+01
.103E+02	.706E+00	.140E+03	.450E+03	.786E+01	.200E+03	.131E+01
.108E+02	.712E+00	.125E+03	.534E+03	.790E+01	.205E+03	.127E+01
.113E+02	.696E+00	.112E+03	.621E+03	.798E+01	.211E+03	.124E+01
.103E+02	.194E+00	.102E+03	.711E+03	.809E+01	.219E+03	.123E+01
.108E+02	.183E+00	.951E+02	.804E+03	.825E+01	.227E+03	.123E+01
.112E+02	.166E+00	.908E+02	.899E+03	.843E+01	.238E+03	.123E+01
.116E+02	.144E+00	.892E+02	.996E+03	.864E+01	.249E+03	.125E+01
.119E+02	.116E+00	.899E+02	.109E+04	.888E+01	.261E+03	.127E+01
.120E+02	.107E+00	.901E+02	.112E+04	.897E+01	.264E+03	.128E+01

ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ З 6-Ї НА 8-У ПЕРЕДАЧУ

.177E+01	.250E+01	.230E+05	.000E+00	.438E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.244E+01	.229E+05	.000E+00	.442E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.237E+01	.228E+05	.000E+00	.448E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.231E+01	.226E+05	.000E+00	.454E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.224E+01	.225E+05	.000E+00	.462E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.218E+01	.223E+05	.000E+00	.471E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.212E+01	.220E+05	.000E+00	.480E+01	.272E+02	.128E+01

РАЗГІН ПРИ ЗБЛОКОВАНОМУ ЗЧЕПЛЕННІ НА 8-Й ПЕРЕДАЧІ

.261E+01	.312E+01	.388E+03	.000E+00	.694E+01	.350E+02	.102E+01
.771E+01	.750E-01	.863E+02	.918E+03	.103E+02	.133E+03	.105E+01
.111E+02	.333E+00	.852E+02	.851E+03	.870E+01	.214E+03	.120E+01
.120E+02	.504E+00	.936E+02	.831E+03	.830E+01	.230E+03	.123E+01
.123E+02	.458E+00	.907E+02	.903E+03	.844E+01	.238E+03	.123E+01
.126E+02	.405E+00	.893E+02	.977E+03	.860E+01	.246E+03	.125E+01
.129E+02	.347E+00	.893E+02	.105E+04	.878E+01	.255E+03	.126E+01
.131E+02	.287E+00	.905E+02	.112E+04	.895E+01	.264E+03	.128E+01

ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ З 8-Ї НА 9-У ПЕРЕДАЧУ

.177E+01	.250E+01	.230E+05	.000E+00	.438E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.249E+01	.230E+05	.000E+00	.438E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.242E+01	.229E+05	.000E+00	.443E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.235E+01	.227E+05	.000E+00	.450E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.228E+01	.226E+05	.000E+00	.457E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.222E+01	.224E+05	.000E+00	.465E+01	.272E+02	.128E+01
.177E+01	.216E+01	.222E+05	.000E+00	.473E+01	.272E+02	.128E+01

РАЗГІН ПРИ ЗБЛОКОВАНОМУ ЗЧЕПЛЕННІ НА 9-Й ПЕРЕДАЧІ

.220E+01	.578E+00	.471E+03	.452E+03	.716E+01	.497E+02	.131E+01
.638E+01	.416E-01	.187E+03	.700E+03	.936E+01	.134E+03	.130E+01
.890E+01	.445E+00	.168E+03	.337E+03	.787E+01	.196E+03	.140E+01
.925E+01	.557E+00	.167E+03	.341E+03	.787E+01	.196E+03	.139E+01
.938E+01	.568E+00	.162E+03	.359E+03	.786E+01	.196E+03	.137E+01
.950E+01	.578E+00	.157E+03	.377E+03	.786E+01	.197E+03	.136E+01
.963E+01	.586E+00	.153E+03	.395E+03	.785E+01	.197E+03	.134E+01
.975E+01	.593E+00	.148E+03	.414E+03	.785E+01	.198E+03	.133E+01
.987E+01	.598E+00	.144E+03	.433E+03	.785E+01	.199E+03	.132E+01

.999E+01	.603E+00	.140E+03	.451E+03	.786E+01	.200E+03	.130E+01
.101E+02	.606E+00	.136E+03	.470E+03	.786E+01	.201E+03	.129E+01
.102E+02	.608E+00	.132E+03	.490E+03	.787E+01	.202E+03	.128E+01
.103E+02	.609E+00	.129E+03	.509E+03	.788E+01	.203E+03	.128E+01
.937E+01	.198E+00	.125E+03	.529E+03	.789E+01	.204E+03	.127E+01
.949E+01	.199E+00	.122E+03	.548E+03	.791E+01	.206E+03	.126E+01
.960E+01	.199E+00	.119E+03	.568E+03	.793E+01	.207E+03	.125E+01
.971E+01	.200E+00	.116E+03	.588E+03	.794E+01	.208E+03	.125E+01
.982E+01	.200E+00	.114E+03	.608E+03	.796E+01	.210E+03	.124E+01
.992E+01	.199E+00	.111E+03	.628E+03	.799E+01	.211E+03	.124E+01
.100E+02	.199E+00	.108E+03	.649E+03	.801E+01	.213E+03	.124E+01
.101E+02	.198E+00	.106E+03	.669E+03	.804E+01	.215E+03	.123E+01
.102E+02	.196E+00	.104E+03	.690E+03	.806E+01	.217E+03	.123E+01
.103E+02	.195E+00	.102E+03	.710E+03	.809E+01	.218E+03	.123E+01
.104E+02	.193E+00	.100E+03	.731E+03	.812E+01	.220E+03	.123E+01
.105E+02	.190E+00	.986E+02	.752E+03	.816E+01	.222E+03	.123E+01
.106E+02	.188E+00	.971E+02	.773E+03	.819E+01	.224E+03	.123E+01
.107E+02	.185E+00	.957E+02	.794E+03	.823E+01	.226E+03	.123E+01
.108E+02	.181E+00	.944E+02	.815E+03	.827E+01	.229E+03	.123E+01
.109E+02	.178E+00	.933E+02	.836E+03	.831E+01	.231E+03	.123E+01
.110E+02	.174E+00	.923E+02	.857E+03	.835E+01	.233E+03	.123E+01
.111E+02	.170E+00	.915E+02	.879E+03	.839E+01	.235E+03	.123E+01
.112E+02	.166E+00	.908E+02	.900E+03	.843E+01	.238E+03	.123E+01
.113E+02	.161E+00	.902E+02	.921E+03	.848E+01	.240E+03	.124E+01
.114E+02	.157E+00	.898E+02	.943E+03	.852E+01	.242E+03	.124E+01
.115E+02	.152E+00	.894E+02	.964E+03	.857E+01	.245E+03	.124E+01
.115E+02	.146E+00	.892E+02	.985E+03	.862E+01	.247E+03	.125E+01
.116E+02	.141E+00	.891E+02	.101E+04	.867E+01	.250E+03	.125E+01
.117E+02	.135E+00	.891E+02	.103E+04	.872E+01	.253E+03	.125E+01
.118E+02	.129E+00	.893E+02	.105E+04	.877E+01	.255E+03	.126E+01

.119E+02	.123E+00	.895E+02	.107E+04	.883E+01	.258E+03	.126E+01
.119E+02	.117E+00	.899E+02	.109E+04	.888E+01	.261E+03	.127E+01
.120E+02	.110E+00	.903E+02	.111E+04	.893E+01	.263E+03	.127E+01
.120E+02	.108E+00	.904E+02	.112E+04	.896E+01	.264E+03	.128E+01

Додаток Д

Приклад розрахунку показників паливної економічності та екологічних показників колісного трактора в залежності від параметрів керування трансмісією та газовим двигуном під час руху з усталеною швидкістю

ND	MK	DELPK	GT	CO	CH	NOX
1525.210	41.048	54.371	5.228	7.524	3.938	5.485

T	S	FIDR	V	GTS	COS	CHS	NOS
143.939	950.000	11.686	6.600	160.018	.301	.157	.219

Додаток Е

Значення показників паливної економічності та токсичності газового двигуна та дизеля Д-240 при порівнянні за правилами R 49 ЄЕК ООН

Таблиця Е1 – Показники оцінки роботи газового двигуна та дизеля Д-240 за правилами R 49 ЄЕК ООН

№ п/п	$n_д$, хв$^{-1}$	N_e, кВт		CO, %		C_mH_n, млн$^{-1}$		NO_x, млн$^{-1}$		D, %	$G_{пал}$, кг/год		$G_{пов}$, кг/год		k
		ПГ	ДП	ПГ	ДП	ПГ	ДП	ПГ	ДП	ДП	ПГ	ДП	ПГ	ДП	
1	750	0	0	1,5	0,1	850	103	10	105	8	1,7	1,6	29,24	229,3	0,083
2	1400	4,2	4,02	1,1	0,039	455	70,5	300	313,6	2,09	3,27	2,4	56,9	229,1	0,08
3	1400	10,45	10,15	0,4	0,022	200	50,7	525	532	2,8	3,6	3,7	81,5	228,9	0,08
4	1400	20,9	20,1	0,05	0,036	154	84	770	848	9,9	4,7	5,9	124,5	228,6	0,08
5	1400	31,35	30,15	0,045	0,103	110	199	950	1105	24,6	7,62	8,3	164,9	228,3	0,08
6	1400	41,48	40,2	0,3	0,223	95	397	920	1302	46,9	10,42	10,7	192,7	228,0	0,25
7	750	0	0	1,5	0,1	850	103	10	105	8	1,7	1,6	29,24	229,3	0,083
8	2200	57	55,1	0,038	0,15	90	295	1150	1280	21	14,03	12,3	253,8	283,6	0,10
9	2200	42,75	41,33	0,043	0,07	130	159	850	1064	8,8	10,77	9,8	202,5	283,9	0,02
10	2200	28,5	27,05	0,05	0,028	150	83	760	805	1,49	7,96	7,3	162,5	284,1	0,02
11	2200	14,25	13,8	0,45	0,025	170	67,6	570	502	0,6	5,66	4,8	111,6	284,4	0,02
12	2200	5,7	5,51	1,2	0,042	190	87,2	300	298,3	1,19	4,53	3,4	79,42	284,5	0,02
13	750	0	0	1,5	0,1	850	103	10	105	8	1,7	1,6	29,24	229,3	0,083

Таблиця Е2 – Результати розрахунку витрат палива та питомих викидів шкідливих речовин газового двигуна та дизеля за правилами R 49 ЄЕК ООН (г/кВт·год)

№ п/п	$k{\cdot}N_e$, кВт		mCO		$k{\cdot}mCO$		$m\ C_mH_n$		$k{\cdot}m\ C_mH_n$		mNO_x		$k{\cdot}mNO_x$		mD	$k{\cdot}mD$	g_n, МДж/ кВт год	
	ПГ	ДП	ПГ	ДП	ПГ	ДП	ПГ	ДП	ПГ	ДП	ПГ	ДП	ПГ	ДП	ДП	ДП	ПГ	ДП
1	0	0	400,49	132,04	33,24	10,96	13,01	7,83	1,08	0,65	0,438	22,77	0,036	1,89	0,77	0,064	-	-
2	0,336	0,322	571,91	85,62	45,75	6,85	13,56	8,87	1,08	0,71	25,61	113	2,049	9,04	0,087	0,007	37,9	25,3
3	0,836	0,812	301,97	48	24,15	3,84	8,65	6,37	0,69	0,51	65,08	190,62	5,2	15,25	0,15	0,012	16,7	15,4
4	1,672	1,608	58,04	77,62	4,64	6,21	10,25	10,37	0,82	0,83	146,78	300,37	11,74	24,03	1,937	0,155	10,9	12,4
5	2,508	2,412	68,59	219,62	5,48	17,57	9,61	24,37	0,76	1,95	237,8	387	19,02	30,96	11,83	0,947	11,8	11,7
6	10,45	10,05	530,1	469,72	132,5	117,4	9,62	47,96	2,4	11,99	333,69	450,4	83,42	112,6	42,52	10,63	12,1	11,3
7	0	0	400,49	132,04	33,24	10,96	13,01	7,83	1,08	0,65	0,43	22,77	0,036	1,89	0,77	0,064	-	-
8	5,7	5,51	88,32	3,94	8,83	39,44	11,99	44,5	1,19	4,45	458,04	552,2	45,8	55,22	10,64	1,064	11,9	9,4
9	3,42	3,306	79,91	743,5	1,59	14,87	13,85	98	0,27	1,94	706	1852,5	14,12	37,05	7,55	0,151	9,1	10,1
10	2,28	2,164	74,89	300,5	1,49	6,01	12,88	51	0,25	1,02	447	1413	8,984	28,26	0,2	0,004	13,6	11,4
11	1,14	1,104	462,1	270,5	9,24	5,41	10	41,5	0,2	0,83	250,5	885,5	5,01	17,71	0,05	0,001	19,3	14,7
12	0,456	0,441	871,22	457,5	17,42	9,15	7,91	54,5	0,15	1,09	85,5	528	1,71	10,56	0,15	0,003	38,7	26,2
13	0	0	400,49	132,04	33,24	10,96	13,01	7,83	1,08	0,65	0,438	22,77	0,036	1,89	0,77	0,064	-	-

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник директора

Волинського інституту

агропромислового виробництва

______________к.т.н. О.В.Голій

«___»___________2011 р.

ДОВІДКА

Про використання результатів дисертаційної роботи Захарчука О.В. на тему: «Покращення експлуатаційних показників колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном».

Одним із способів поліпшення екологічних показників колісних тракторів є переобладнання їх для роботи на стиснутому природному газі. При цьому для забезпечення кращих економічних та екологічних показників техніки з такими двигунами потребують оптимізації параметри управління трансмісією та двигуном.

У зв'язку з цим, дисертаційна робота Захарчука О.В. на тему: «Покращення експлуатаційних показників колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном» має наукову новизну та практичну цінність.

Лабораторією механізації сільськогосподарського виробництва інституту прийняті до використання для підготовки та проведення випробувань колісних тракторів з газовими двигунами переобладнаних з дизелів наступні, отримані в дисертації, наукові результати:

- конструктивні особливості переобладнаного з дизеля Д-240 газового двигуна та трактора МТЗ-80 з таким двигуном;
- доцільні регулювальні параметри системи живлення та запалювання газового двигуна;
- методика оцінювання паливної економічності та екологічних показників колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном в експлуатаційних умовах;
- алгоритм визначення доцільних значень параметрів управління газовим двигуном та трансмісією при русі колісного трактора.

Зав. лабораторією сільськогосподарського виробництва, к.т.н.

Л.В.Сичук