Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

РОЗРОБЛЕННЯ ПРОПОЗИЦІЙ З ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ЛОКОМОТИВІВ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ТА ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Пояснювальна записка і розрахунки
до магістерської кваліфікаційної роботи

МКРМЕ 500.10.01 ПЗ

Розробив студент групи 221-ЛЛГ-Д24
спеціальності 273 Залізничний транспорт
Освітня програма: «Локомотиви та
локомотивне господарство»
(роботу виконано самостійно, відповідно
до принципів академічної доброчесності)
_____ Микита Сібілєв
(підпис)

Керівник:
професор кафедри ЕРРС, докт. техн. наук
Юрій ДАЦУН

Рецензент:
Професор кафедри «Інженерія вагонів
та якість продукції», д.т.н.
Василь РАВЛЮК

2026

Український державний університет залізничного транспорту

Факультет механіко-енергетичний
Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу
Освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр
Спеціальність: 273. Залізничний транспорт
Освітня програма Локомотиви та локомотивне господарство

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри,
професор, д-р техн. наук
_____ В.Г. Пузир
(підпис)
«___» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
Сібілєву Микиті Андрійовичу

1. Тема «Розроблення пропозицій з підвищення паливної економічності локомотивів шляхом використання суміші дизельного палива та природного газу»
керівник Дацун Юрій Миколаєвич, д.т.н., проф.
затверджено розпорядженням по механіко-енергетичному факультету
від «24» лютого 2026 року № 8.
2. Строк подання студентом закінченої роботи «12» червня 2026 року.
3. Вихідні дані Методичні вказівки по збору статистичної інформації в локомотивних депо(№471)_____
4. 1 Огляд методів підвищення ефективності тепловозних дизелів із застосуванням природного газу. 1.1 Передумови та перспективи впровадження альтернативних газових палив на залізничному транспорті. 1.2 Аналіз методів організації газодизельного робочого циклу в силових установках локомотивів. 2 Математичне моделювання робочого процесу та екологічних показників тепловозних дизелів у газодизельному циклі. 2.1 Розробка математичної моделі робочого циклу двигуна при використанні двопаливної суміші. 2.2 Визначення характеристик тепловиділення залежно від фізико-хімічних властивостей газодизельної суміші. 2.3 Оцінка об'ємів та складу продуктів згоряння при роботі на альтернативному паливі. 2.4 Розрахунок індикаторних та ефективних показників роботи дизеля. 3 Практичні аспекти конвертації тепловозних дизелів для роботи за газодизельним циклом. 3.1 Технічні вимоги до модернізації двигунів та обґрунтування конструкції змішувального пристрою. 3.2 3.3 Структурна схема та проект модернізації паливної апаратури локомотива. Оцінка впливу двопаливного режиму на експлуатаційні характеристики дизеля 6ЧН 31/36 4 Економічне обґрунтування впровадження двопаливних систем на тяговому рухомому складі._____

5. Перелік графічного матеріалу 1 Загальна характеристика магістерської роботи. 2 Задачі та склад магістерської роботи. 3 Аналіз співвідношення споживання та запасів світових ресурсів. 4 Аналіз світового досвіду виробництва та експлуатації залізничного рухомого складу на альтернативних видах палива. 5 Аналіз способів подачі природного газу в дизель тепловоза. 6 Модернізація системи подачі палива дизеля тепловоза для роботи на сумішевому паливі. 7 Конструкція перемішуючого пристрою. 8 Розподіл потоків дизельного палива і природного газу в перемішуючому пристрої. 9 Складові частини системи подачі і змішування палива. 10 Аналіз контрольованих залежностей при роботі на сумішевому паливі. 11 Параметри подачі сумішевого палива на номінальному режимі роботи дизеля К6S310DR (6ЧН 31/36) тепловоза ЧМЕ3._____

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Техніко-економічне обґрунтування			

7 Дата видачі завдання «15» грудня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу. Формування змісту та етапів роботи.	15.12–25.12	
2	Збирання та обробка статистичної інформації	25.12–25.01	
3	Виконання роботи по розділам дипломного проекту. Аналіз одержаних даних, їх розрахунок та обробка	25.01–25.02	
4	Перевірка виконаних завдань у керівника дипломного проекту, виправлення помилок, виконання робіт по розділам консультантів	25.02–25.03	
5	Робота над оформленням графічної частини, проведення розрахунків та створення на їх підставі графічних матеріалів	25.03–25.04	
6	Перевірка виконаних робіт у керівника проекту, виправлення помилок, чистове виконання розділів дипломного проекту	25.04–10.05	
7	Нормоконтроль, виправлення помилок та підготовка до захисту	10.05–31.05	

Студент _____Сібілєв М.А.

(підпис)

Керівник _____Дацун Ю.М.

(підпис)

Зміст

Вступ 7

1 Огляд методів підвищення ефективності тепловозних дизелів із застосуванням природного газу 10

1.1 Передумови та перспективи впровадження альтернативних газових палив на залізничному транспорті 10

1.2 Аналіз методів організації газодизельного робочого циклу в силових установках локомотивів 17

1.3 Світовий та вітчизняний досвід експлуатації тепловозів на двопаливних системах 21

2 Математичне моделювання робочого процесу та екологічних показників тепловозних дизелів у газодизельному циклі 25

2.1 Розробка математичної моделі робочого циклу двигуна при використанні двопаливної суміші 26

2.2 Визначення характеристик тепловиділення залежно від фізико-хімічних властивостей газодизельної суміші 44

2.3 Оцінка об'ємів та складу продуктів згоряння при роботі на альтернативному паливі 49

2.4 Розрахунок індикаторних та ефективних показників роботи дизеля 56

3 Практичні аспекти конвертації тепловозних дизелів для роботи за газодизельним циклом 58

3.1 Технічні вимоги до модернізації двигунів та обґрунтування конструкції змішувального пристрою 58

3.2 Структурна схема та проект модернізації паливної апаратури локомотива 60
3.3 Оцінка впливу двопаливного режиму на експлуатаційні характеристики дизеля 6ЧН 31/36 67
3.4 Розрахунок параметрів споживання природного газу та дизельного палива в різних режимах роботи 80
3.5 Аналіз залежності ефективності дизеля 6ЧН 31/36 від пропорцій компонентів паливної суміші 83
4 Економічне обґрунтування впровадження двопаливних систем на тяговому рухомому складі 88
4.1 Техніко-економічна специфікація запропонованого рішення 88
4.2 Формування базисної інформації для розрахунку показників економічної ефективності 89
4.3 Оцінка комерційної ефективності та розрахунок терміну окупності переобладнання тепловозів 91
Висновки 96
Список використаних джерел 98

АНОТАЦІЯ

Дана кваліфікаційна робота включає в себе 13 слайдів презентації та 94 аркуша пояснювальної записки формату А4, що містить 28 рисунків, 13 таблиць та 28 літературних джерел.

Ключові слова: ДИЗЕЛЬ 6ЧН31/36, КОМПРИМОВАНИЙ ПРИРОДНИЙ ГАЗ, ГАЗОДИЗЕЛЬНИЙ ЦИКЛ, ДВОПАЛИВНА СИСТЕМА, СУМІШОУТВОРЕННЯ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ.

Мета роботи. Завданням дослідження є підвищення експлуатаційної та енергетичної ефективності локомотивних силових установок шляхом впровадження комбінованої системи живлення на основі дизельного палива та природного газу.

Об’єкт дослідження – термодинамічні процеси робочого циклу дизельного двигуна K6S310DR маневрового тепловоза ЧМЕ3 в умовах експлуатації на двопаливній газодизельній суміші.

Предмет дослідження – паливно-економічні та екологічні характеристики тепловозного дизеля при використанні альтернативних газових добавок.

Робота присвячена вирішенню актуальної науково-практичної задачі забезпечення стабільної роботи залізничного транспорту та зниження залежності від класичних нафтопродуктів шляхом удосконалення систем живлення локомотивів. В ній теоретично обґрунтовано та розроблено проект конвертації маневрового тепловоза для роботи за двопаливним циклом. На основі математичного моделювання робочого процесу проаналізовано характеристики тепловиділення та запропоновано раціональну конструкцію змішувального пристрою, що покращує кінетику згоряння. З урахуванням умов експлуатації доведено техніко-економічну доцільність та комерційну ефективність переобладнання тягового рухомого складу.

ABSTRACT

This qualification work includes 13 presentation slides and 94 sheets of explanatory notes in A4 format, containing 28 figures, 13 tables and 28 literary sources.

Keywords: 6CHN31/36 DIESEL ENGINE, COMPRESSED NATURAL GAS, GAS-DIESEL CYCLE, DUAL-FUEL SYSTEM, MIXTURE FORMATION, ENERGY EFFICIENCY, MATHEMATICAL MODELING.

Purpose of the work. The research objective is to improve the operational and energy efficiency of locomotive power plants by introducing a combined fuel system based on diesel fuel and natural gas. Object of research – thermodynamic processes of the working cycle of the K6S310DR diesel engine of the ChME3 shunting locomotive operating on a dual-fuel gas-diesel mixture. Subject of research – fuel-economic and environmental characteristics of the locomotive diesel engine when using alternative gas additives.

The work is devoted to solving the urgent scientific and practical problem of ensuring the stable operation of railway transport and reducing dependence on classic petroleum products by improving locomotive fuel systems. It theoretically substantiates and develops a project for the conversion of a shunting locomotive to operate on a dual-fuel cycle. Based on the mathematical modeling of the working process, the heat release characteristics are analyzed, and a rational design of the mixing device that improves combustion kinetics is proposed. Taking into account operating conditions, the technical and economic feasibility and commercial efficiency of retrofitting the traction rolling stock are proven.

Вступ

В умовах дії правового режиму воєнного стану залізничний транспорт України набув статусу головної кровоносної артерії держави. Забезпечення безперебійної роботи тягового рухомого складу сьогодні є не просто питанням економічного розвитку, а критичним фактором національної безпеки, логістики оборонних вантажів та життєдіяльності країни. Водночас системне руйнування вітчизняної нафтопереробної інфраструктури та суттєве ускладнення міжнародних ланцюгів постачання спровокували гострий дефіцит традиційних паливомастильних матеріалів і непередбачувані коливання їхньої вартості.

Для подолання цієї кризової ситуації та забезпечення енергетичної незалежності ПАТ «Укрзалізниця» виникає гостра необхідність пошуку альтернативних джерел енергії. Оптимальним вектором розв'язання проблеми є диверсифікація моторних палив, зокрема модернізація парку автономних локомотивів для роботи за двопаливним циклом. Такий крок дозволить не лише компенсувати нестачу класичного дизельного палива, але й виведе технології обслуговування силових установок на принципово новий рівень.

Використання природного газу як моторного палива є визнаним світовим трендом. Провідні країни, серед яких США, Німеччина, Канада та Австрія [1, 2], активно впроваджують газові технології на залізниці, що доводить їхню високу рентабельність та екологічну безпеку. Конвертація локомотивів на двопаливну систему живлення забезпечує оптимізацію тягових характеристик, пролонгує моторесурс двигуна, суттєво зменшує питому витрату дефіцитного рідкого палива та мінімізує обсяги викидів токсичних сполук у відпрацьованих газах. Таким чином, науковий пошук у напрямку підвищення енергоефективності локомотивів за рахунок альтернативних паливних сумішей є надзвичайно актуальним [3, 4].

З інженерної точки зору, найбільш раціональним способом оптимізації робочого процесу є введення компримованого природного газу як спеціальної

добавки до базового дизельного палива. Ця технологія кардинально змінює фізику сумішоутворення, бо різкий перепад тиску під час впорскування провокує інтенсивне виділення газу, що призводить до вторинного дроблення паливного факела. Це генерує велику кількість локальних центрів займання та гарантує максимально гомогенне розпилювання.

Варто враховувати специфіку експлуатації маневрових локомотивів, яка відзначається постійними та різкими змінами навантажувальних режимів. За таких умов використання зрідженого газу є технологічно недоцільним через високу теплову інерційність систем газифікації, тому саме стиснений газ є безальтернативним варіантом. Головною технічною перепоною в цій схемі залишається складність досягнення ідеальної гомогенності суміші вуглеводнів різного агрегатного стану. Для забезпечення рівномірного просторового розподілу двопаливної суміші в циліндрі критично необхідним є впровадження спеціалізованого змішувального пристрою. Його використання дозволить досягти повноти згоряння заряду, підвищити термодинамічні показники циклу та посилити ефект руйнування паливного струменя.

Виходячи з вищевикладеного, сформовано основні положення кваліфікаційної роботи:

Мета дослідження – підвищення експлуатаційної та енергетичної ефективності локомотивних силових установок шляхом впровадження комбінованої системи живлення на основі дизельного палива та природного газу.

Об'єкт дослідження – термодинамічні процеси робочого циклу дизельного двигуна K6S310DR (6ЧН 31/36) маневрового тепловоза ЧМЕ3 в умовах експлуатації на двопаливній газодизельній суміші.

Предмет дослідження – паливно-економічні та екологічні характеристики тепловозного дизеля при використанні альтернативних газових добавок.

Елемент наукової новизни – полягає в удосконаленні механізму сумішоутворення шляхом додавання компримованого природного газу безпосередньо до дизельного палива. Запропонована методика ініціює ефект

додаткового газодинамічного дроблення паливного факела, що суттєво покращує кінетику згоряння та комплексно підвищує ефективність роботи маневрового тепловоза.

Практичне значення отриманих результатів викладені у тезах доповіді Сібілєва М.А. «Підвищення ефективності роботи тепловозів при використанні газомоторного палива на залізницях України», які опубліковані у матеріалах студентської науково-технічної конференції, 10-11 грудня. Харків, УкрДУЗТ, 2026. №85.

1 Огляд методів підвищення ефективності тепловозних дизелів із застосуванням природного газу

1.1 Передумови та перспективи впровадження альтернативних газових палив на залізничному транспорті

На території України споживання моторних палив щорічно становить понад 100 млн. тонн, з них на частку дизельного палива припадає близько 55 млн. тонн. При цьому залізничний транспорт є однією з енергоємних сфер промислового виробництва, яка щорічно споживає до 6% дизельного палива [5].

Транспортні двигуни залишаться головним споживачем моторних палив і на період до 2040-2050 рр. У найближчій перспективі очікується збільшення споживання нафтопродуктів при приблизно постійних обсягах їх виробництва, і буде відзначатися наростаючий дефіцит моторних палив.

Зазначені фактори привели до необхідності реконструкції паливно-енергетичного комплексу шляхом глибшої переробки нафти, застосування енергозберігаючих технологій, переходу на менш дорогі види палива. Тому одним з найбільш перспективних напрямків вдосконалення транспортних двигунів є їх адаптація до роботи на альтернативних паливах.

Все більш широке використання різних альтернативних палив в двигунах внутрішнього згоряння забезпечує поступове заміщення палив нафтового походження, значно розширює сировинну базу для отримання моторних палив, полегшує вирішення питань постачання паливом транспортних засобів і стаціонарних установок. Можливість отримання альтернативних палив з необхідними фізико-хімічними властивостями дозволяє цілеспрямовано вдосконалювати робочі процеси дизелів і, тим самим, поліпшити показники їх паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів.

В останні роки намітилася тенденція до зниження ролі нафти і нафтопродуктів в економіці [6]. Це пояснюється зниженням темпів зростання видобутку нафти, що викликано виробленням її великих родовищ, незначним введенням в експлуатацію нових родовищ, помітним скороченням інвестицій в пошуково-розвідувальні роботи, відсутністю ефективних технологій видобутку, що забезпечують високу віддачу нафтових пластів.

Огляд світової динаміки споживання первинних енергоносіїв показує, що в 2000 р. на частку нафти припадало близько 50% всіх споживаних енергоносіїв, а вже в 2015 р. її частка становила лише близько 35% [5,7]. Тому очікуваний підйом національної економіки неминуче буде супроводжуватися дефіцитом нафти і нафтопродуктів, що створює передумови до більш широкого використання інших енергетичних ресурсів.

Поряд зі зменшенням світових запасів нафти спостерігається тенденція повсюдного підвищення цін на нафту і нафтові палива. Аналіз даних про фактичне споживання дизельного палива свідчить про необхідність застосування в дизелях інших видів палив.

Таке розширення діапазону застосовуваних палив можливо при використанні «багатопаливних» дизелів, здатних працювати на альтернативних паливах.

Проблема «багатопаливних» дизелів тісно пов'язана з завданням розширення і найбільш раціонального використання паливних ресурсів. Це обумовлено можливістю більш гнучкого пристосування дизелів при постійній зміні паливного балансу, що визначається видобутком нафти, витратами на виробництво і транспортування різних нафтопродуктів, використанням альтернативних палив, що отримуються з природного газу, горючих сланців, біомаси та інших сировинних ресурсів. Рішення проблеми «багатопаливних» дизелів дозволяє забезпечити їх безперебійну і мобільну роботу в умовах дефіциту того чи іншого виду палива, що особливо важливо для двигунів транспортного призначення.

Залізничний транспорт є одним з найбільших споживачів нафтового палива в країні. Завдання в області забезпечення безперебійного постачання тепловозів моторним паливом в даний час і в перспективі, а також в зниженні витрат на його споживання можна шляхом заміни менш дефіцитним і більш дешевим альтернативним паливом [8,9].

Проведений аналіз показує, що найбільш залежний від поставок нафти саме транспортний сектор. Таким чином, в зв'язку з безперервним збільшенням цін на нафтопродукти, виснаженням запасів нафти в світі, виникає все більше гостра необхідність реконструкції паливно-енергетичного балансу в напрямку заміщення нафтопродуктів в транспортних енергетичних установках іншими енергоносіями, виробленими з альтернативних сировинних ресурсів.

Природний газ, основним компонентом якого (до 98%) є метан CH_4, давно знайшов свою нішу застосування в якості моторного палива на транспорті. Найчастіше це двигуни, конвертовані на природний газ. В даний час масштаби використання природного газу на транспорті коливаються в різних країнах від 1% до 10-15% і практично всі великі дизелебудівні фірми мають як мінімум дослідно-промислові зразки дизелів, конвертованих на газ [10,11]. В цілому природний газ як моторне паливо має ряд переваг:

- запаси природного газу значно перевищують нафтові ресурси і, за деякими прогнозами, при нинішніх темпах видобутку, розвіданих запасів вистачить приблизно на 100 років. Крім значних природних запасів, існує розвинена мережа доставки природного газу від родовища в багато регіонів світу по магістральних газопроводах, що в даний час робить його найбільш дешевим видом моторного палива;

- природний газ більш екологічний в порівнянні з традиційними видами моторних палив, зокрема, містить менше вуглецю С (74,9% масової частки) в порівнянні з бензином (85,6%) і дизельним паливом (86,1%), що сприяє зниженню концентрації CO_2 в продуктах згорання.

Газоподібний стан моторного палива, в даному випадку природного газу, є важливою перевагою з точки зору здійснення ефективного робочого процесу, проте тягне за собою такі недоліки, як:

- мала концентрація енергії в одиниці об'єму: при атмосферному тиску ця концентрація приблизно в 800-1000 разів менше, ніж в одиниці об'єму рідкого нафтового палива;

- складності транспортування;

- складності зберігання. Основна проблема при використанні природного газу на транспорті полягає в створенні компактних, легких і надійних систем його зберігання.

Таким чином, найбільш реальним і ефективним напрямом вирішення проблеми сталого постачання тепловозів моторним паливом, зниження витрат на його придбання, а також підвищення екологічності цих локомотивів в експлуатації є застосування природного газу.

Природний газ (метан) найбільш придатний для застосування на тепловозах. Більш того, його енергетичні та фізичні характеристики вище в порівнянні з дизельним паливом приблизно на 10% масової калорійності, зниження викидів токсичних продуктів згоряння в 1,5–2,0 рази менше, на 30–40% впливу на мастила, що приводить до їх старіння, дозволяють отримати більш високі економічні, екологічні та ресурсні показники роботи тепловозів.

Природний газ може знаходитися в двох станах: зрідженому (ЗНД) і стислому, тобто компримованому (КПГ). У всіх випадках в циліндри двигуна газ подається в стислому вигляді, тому вибору підлягає стан, в якому перевозиться запас газу на тепловозі. У зрідженому стані природний газ знаходиться при температурі мінус 162 ^{0}С, для збереження його в цьому стані потрібні криогенні ємності. При такому охолодженні щільність збільшується майже в 600 разів, а в стислому стані до тиску 25 МПа (звичайний тиск в газових балонах) в 250 раз. Отже, теоретично в одному і тому ж геометричному обсязі скрапленого газу може поміститися в 2,4 рази більше, ніж стисненого. Однак на практиці для зрідженого газу потрібно газоводяний теплообмінник з

системою подачі в нього гарячої води з дизеля. У зв'язку з тепловою інерційністю теплообмінника при різкозмінних режимах навантаження тепловоза необхідно встановлювати резервну ємність для стисненого газу, що не дозволяє повністю реалізувати його переваги по щільності.

Крім того, зріджений природний газ в теплотехнічному і експлуатаційному відношенні є більш складним видом палива, ніж стислий. Вартість кріогенних ємностей перевищує номінальну вартість балонів для стисненого газу. При витоках скраплений газ або швидко випаровується, заповнюючи обсяг тендера, або при великих витоках опускається вниз, що створює небезпеку пожежі, вибуху, отруєння і опіків обслуговуючого персоналу. Для отримання, зберігання і транспортування зрідженого газу потрібні: спеціальне обладнання, додаткові території, а також кваліфікований персонал.

Стиснений природний газ знаходиться в стані, придатному для подачі в циліндри двигуна, але для його зберігання потрібно створити високий тиск, що пов'язано з певними труднощами щодо ущільнення газопроводів і забезпечення безпеки експлуатації. Крім того, високий тиск пов'язаний з глибоким редуціонуванням стисненого газу.

Таким чином, кожне з агрегатних станів має свої недоліки, і тому вибір одного з них повинен співвідноситися з умовами експлуатації тепловозів. Накопичено чималий досвід використання природного газу в якості моторного палива. Так, на маневрових тепловозах, де число змін режимів роботи досягає 100 перемикань в годину, застосовувати зріджений газ важко через інерційності газифікатора, і тому застосований стиснений природний газ. Запас його, що возить на тепловозі, становить 850 м3 при тиску 20 МПа, що забезпечує межзаправочний термін 2,5–3 доби.

Для магістральних тепловозів, режими роботи яких більш стабільні, але межзаправочний пробіг в зв'язку з їх значним віддаленням від депо грає велику роль, ніж для маневрових, можна розглядати обидва агрегатних стани.

Основні фізико-хімічні та експлуатаційні властивості альтернативних і традиційних палив в порівнянні наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Фізико-хімічні та експлуатаційні властивості альтернативних і традиційних палив

Характеристика	Водень	Керосин	Диз.паливо	Метанол	Метан
Елементарний склад C H O	 – 1 –	 0,853 0,147 –	 0,87 0,13 –	 0,375 0,125 0,500	 0,75 0,25 –
Щільність, кг/м^3 рідкий газоподібний	 70,8 0,0899	 800 –	 800 –	 790 –	 415 –
В'язкість при 20 °С, м^2/с	–	$1{,}75*10^{-6}$	$4\text{-}6{,}5*10^{-6}$	$0{,}27*10^{-6}$	–
Температура початку кипіння, К	20,2	423	–	338	111
Температура кінця кипіння, К	20,2	523	–	–	–
Температура займання, К	823-873	708	593-653	741	923-973
Межі займання %, нижній верхній	 4,0 74,2	 1,4 7,4	 – –	 6,72 36,5	 5 15
Стехнометрична кількість повітря, кг/кг	2,7	0,4	0,4	–	0,34-0,37
Нижча теплотворна здатність, МДж / кг	121	43	42-43	19,4	50
Коефіцієнт дифузії в повітрі м^2/с	$0{,}66*10^{-4}$	–	–	–	$0{,}186*10^{-4}$
Максимальна температура горіння в повітрі, К	2503	2340	–	2175	2316
енергія займання, кДж	20	250	–	–	–
Прихована теплота випаровування, кДж/кг	451	209	188	1105	511

Як видно з таблиці 1.1, фізико-хімічні властивості метану – основного представника природного газу, його значні природні запаси, розвинена газопровідна мережа транспортування від родовища до регіональних споживачів, собівартість і екологічність в порівнянні з традиційними нафтовими паливами дозволяють розглядати природний газ в якості найбільш перспективного альтернативного палива.

Природний газ – безбарвна кріогенна рідина, що містить 60-99% метану. Його охолоджуюча здатність по тепловому потоку 2562 кДж/кг. В контакті з рідким природним газом метали не схильні до корозії. На такому транспортному засобі кріогенний паливний бак повинен мати спеціальний заправний і вентиляційний пристрій, а також запобіжні клапани. У паливній системі енергетичної установки необхідні випарник-підігрівач рідкого палива, регулятор тиску, спеціальний змішувач або система для безпосередньої подачі газу в циліндр дизеля або камеру згоряння газотурбінної установки.

В експлуатації природний газ безпечний, в паливному баку не утворюється горюча суміш, не накопичуються заряди статичної електрики. У разі витоку газу і його займання пожежа не отримає поширення, так як газ згорає швидко, не змочуючи матеріали, які можуть зустрічаються на шляху. Розпилений газ швидко випаровується і запалюється важче, ніж розпорошене дизельне паливо. Газоподібне паливо майже не залишає відкладень у паливній системі і циліндро-поршневій групи дизеля і камері згоряння енергетичної установки. При роботі на природному газі терміни служби дизеля і газотурбінної установки збільшуються, подовжуються інтервали між зміною масла і очищенням (зміною) фільтрів, зменшується зношування деталей паливної системи двигуна, збільшується його моторесурс. Природний газ полегшує запуск дизеля при будь-якій температурі, прискорює його прогрів. Оскільки межі поширення полум'я газоповітряної суміші розширені, згоряння протікає задовільно і на збіднених робочих сумішах. Це одне з важливих переваг застосування природного газу в якості моторного палива енергетичних установок [3,12,13].

Реалізація переваг застосування рідкого метану на транспортних засобах потребує вирішення низки складних проблем, виникнення яких неминуче при конструюванні паливних систем і їх експлуатації. Внаслідок малої щільності рідкого метану обсяг паливних баків слід збільшити на 60% в порівнянні з об'ємом баків для рідкого вуглеводневого палива. Для рідкого метану баки повинні бути ефективно теплоізольовані, для забезпечення роботи в широкому

діапазоні температур. Маса таких теплоізольованих баків збільшиться на 75-80%. При виготовленні ємностей і трубопроводів для зберігання і транспортування рідкого метану потрібно враховувати специфіку експлуатації сильно охолодженого вибухонебезпечного продукту. Вся апаратура повинна бути працездатною при температурі до -162 °С. Необхідно запобігти втратам рідкого метану через дренажну систему, які можуть скласти 7-9%. Труднощі зберігання в баках транспортного засобу рідкого метану, навіть попередньо охолодженого при заправці, з подушкою з нерозчинного в рідкому метані гелію, сильно ускладнюють реалізацію перерахованих вище переваг. Проте, дослідження в цій області продовжуються.

1.2 Аналіз методів організації газодизельного робочого циклу в силових установках локомотивів

Роботи з перекладу тепловозів на природний газ ведуться у різних установах та дослідницьких лабораторіях з кінця 80-х років. Опрацьовано схеми маневрових і магістральних газотепловозів для використання як стисненого, так і зрідженого газу. У роботах пропонувалися різноманітні варіанти наступні варіанти [12-15]. В якості основних, можливі два варіанти організації робочого процесу тепловозного двигуна з використанням природного газу в якості моторного палива. Перший варіант – газовий режим – організація роботи на природному газі без добавки дизельного палива форкамерним запалюванням газоповітряної суміші в циліндрі; другий варіант – газодизельний режим – організація роботи двигуна із запалюванням газоповітряної суміші за допомогою запальної порції дизельного палива. У другому варіанті займання газоповітряної суміші відбувається від її стиснення і, як наслідок, від підвищення температури. Температура самозаймання дизельного палива складає 250 °С, а природного газу 540 °С. Температура, що

досягається в результаті стиснення, недостатня для займання газу, тому і додається запальна порція дизельного палива. На відміну від зовнішнього і внутрішнього способу сумішоутворення в дизелях, сумішоутворення в газодизельному процесі змішане: внутрішнє – для дизельного палива; зовнішнє – для природного газу. Дизельне паливо подається в циліндр через форсунку, а газ – через продувний клапан разом зі свіжим зарядом повітря. У газодизельному режимі в переобладнаних для роботи дизельних двигунах, що мають високий ступінь стиснення, велика частина газоповітряної суміші в загальному цикловому заряді згорає практично без детонації, потужність двигуна залишається на рівні базового двигуна.

Переведення тепловозів для роботи на природний газ здійснюється по газодизельному робочому процесу виходячи з переваг газодизельного циклу, простоти переобладнання і забезпечення експлуатаційної надійності. Запальна порція дизельного палива складає 15% загальної витрати (газ + дизельне паливо), що обумовлено вимогою до стійкої, без пропусків подачі, роботи паливної апаратури. ККД дизельного циклу становить понад 42%, що забезпечує істотно менше споживання палива в двигунах рівної потужності [16,17,18].

Застосування газових палив в дизелях досягається, як правило, шляхом організації робочого процесу за принципом змішаного сумішоутворення: зовнішнього по газовому і внутрішнього по запальному дизельному паливу.

У першому випадку газоповітряна суміш створюється в змішувачі, Поза двигуном і подається в циліндр до початку такту стиснення, тобто в циліндрах стискується газоповітряна горюча суміш (зовнішнє сумішоутворення по газу). Потім в кінці такту стиснення в циліндри впорскується дизельне паливо (внутрішнє сумішоутворення), завдяки самозайманню якого відбувається запалювання газоповітряної суміші.

В основному зовнішнє сумішоутворення застосовується на чотиритактних двигунах, так як у більшості двотактних двигунів при виконанні

газової модифікації через втрату свіжої робочої суміші в процесі продувки дуже знижується економічність.

У другому випадку і найбільш доцільним при переведенні дизелів на газ є займання газової суміші деякою кількістю рідкого палива. В цьому випадку при необхідності забезпечується швидкий перехід з газового на рідке паливо (конвертація), в конструкцію двигуна майже не вноситься істотних змін. Додається лише газовий змішувач і дещо змінюється система газорозподілу. При цьому в дизель надходить не повітря, як для займання від стиснення, а газоповітряна суміш. Цей спосіб запалювання найбільш прийнятний для транспортних чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння і відомий як газодизельний або газорідинний процес [13,19]. У той же час відомо, що тільки внутрішнє сумішоутворення створює можливості високого форсування дизеля газотурбінним наддувом при високій економічності процесу.

Принцип внутрішнього сумішоутворення по газу реалізується для підвищення економічності на дизелях великої потужності, наприклад, тепловозних, де конструктивно можливо організувати подачу в циліндри в кінці процесу стиснення як дизельного, так і природного газу. На рисунку 1.1 представлена схема способів подачі добавок в дизельне паливо, де представлені позитивні і негативні сторони наведених способів. Реалізація принципу внутрішнього сумішоутворення можлива шляхом подачі в циліндри дизельного палива і природного газу, змішаних на лінії низького тиску.

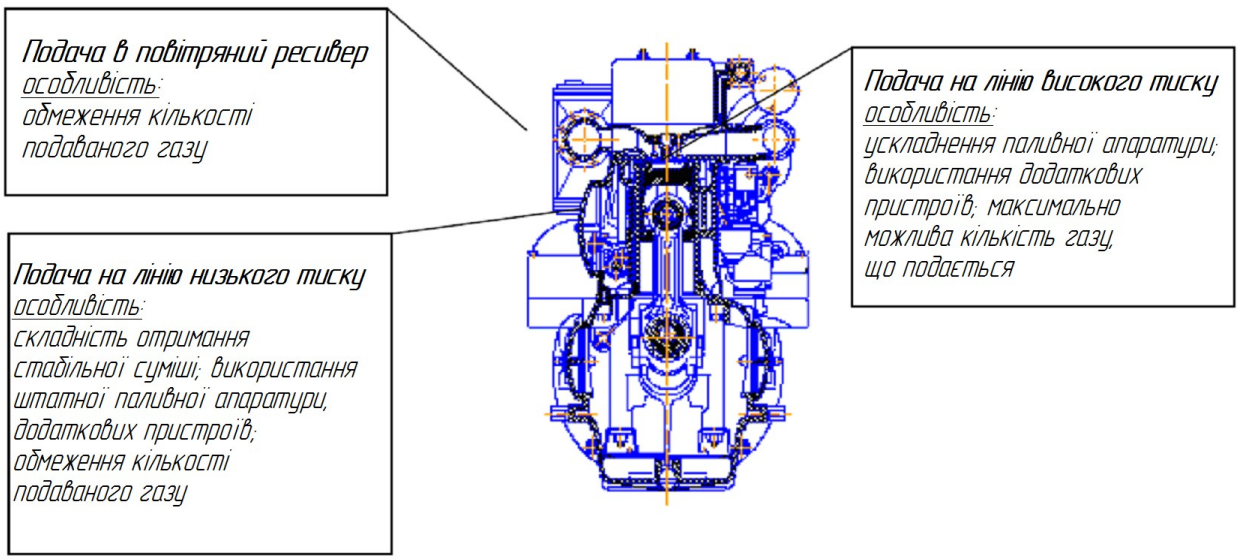


Рисунок 1.1 – Схема способів подачі природного газу в дизель тепловоза

Але при подачі паливним насосом високого тиску (ПНВД) такого змішаного палива можливе порушення стабільності і рівномірності подачі палива через інтенсивне пароутворення – виділення парової фази газу з палива в зонах розрідження або нагріву [10,13,18,20].

Таким чином, пристосувати дизельні двигуни до роботи на природному газі можна шляхом їх конвертації за рахунок внесення відносно нескладних змін в конструкції, здатних працювати на двох паливах: традиційних (рідких) і альтернативних (газ). Слід зазначити, що при цьому перехід з традиційного палива на газ і навпаки здійснюється без зупинки дизеля, і це є важливим фактором.

1.3 Світовий та вітчизняний досвід експлуатації тепловозів на двопаливних системах

Питаннями дослідження робочого циклу теплових двигунів, що працюють на суміші дизельного палива і природного газу займаються різні наукові колективи. У літературі описується безліч систем для застосування альтернативних видів палива. Підкреслюються особливості зміни конструктивних і регулювальних чинників дизелів.

Проаналізовано роботи ряду провідних дослідницьких інститутів, великих вітчизняних і зарубіжних компаній щодо застосування природного газу в тепловозних дизелях: «ВНИИЖТ», «ВНІКТІ», ПАТ «Укрзалізниця», ТОВ «ППП Дизельавтоматика», BNSF, Union Pacific, Norfolk Southern, Canadian National, GE «Transportation» і EMD «Caterpillar» (рисунок 1.2).

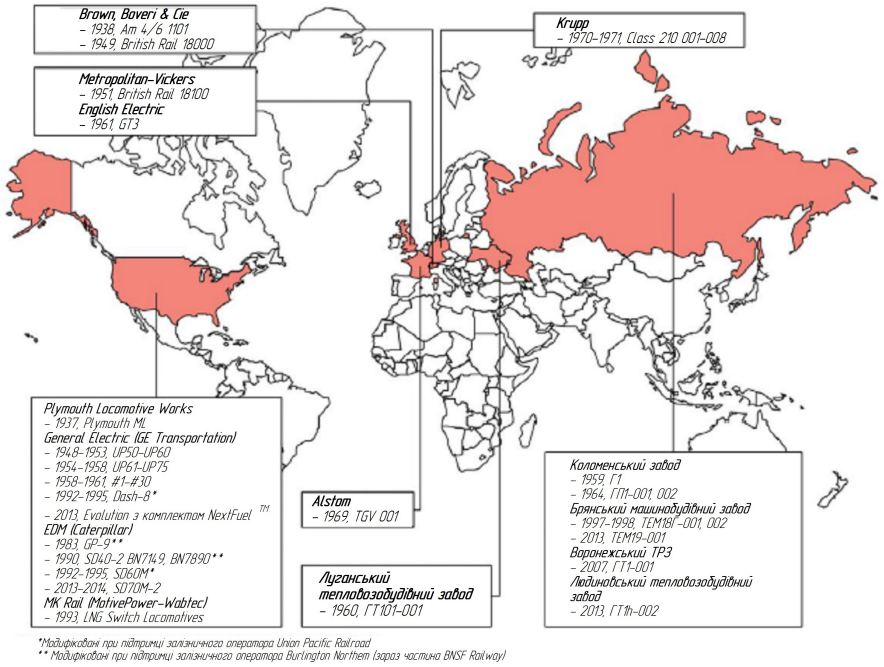


Рисунок 1.2 – Вітчизняний і закордонний досвід у виробництві газотепловозов і газотурбовозів

Досвід експлуатації зарубіжних газотепловозов і газотурбовозів виявив такі особливості:

- компанія Krupp зіткнулася з проблемою газових турбін, встановлених на тепловозах Class 210. Турбіна на локомотивах включалася тільки при розгоні понад 25 км/год, а також на підйомах. Часте включення / вимикання призводило до прискореного зносу турбін і вимагало більш частого ремонту. В ході модернізації турбіни були зняті зі всіх локомотивів;

- компанії EMD і GE Transportation мали досвід з локомотивами з газопоршневими двигунами для роботи на двокомпонентному паливі і зіткнулися з неполадками в кріогенних насосах, в програмному забезпеченні систем управління двигуном, паливною режимом і витоками палива;

- компанія MK Rail Corporation модернізувала маневровий локомотив для роботи на ЗПГ, але при цьому його потужність знизилася на 33%.

У США до теперішнього часу намітився прогрес в розробках по газотепловозам. Найбільші компанії США і Канади оголосили про готовність до випробування новинок від GE Transportation і EMD Caterpillar, які, за заявами виробників, повинні знизити експлуатаційні витрати і викиди парникових газів [21].

Зарубіжний досвід щодо застосування сумішевого палива на маневрових локомотивах показав зниження їх потужності до 33% і, внаслідок неповного сумішоутворення, питома витрата палива дещо гірше, ніж при роботі на дизельному паливі, що знижує їх економічну привабливість і не забезпечує перспективних норм по токсичності випускних газів.

В даний час існують такі розробки:

- газопоршневих двигунів з використанням ЗПГ в якості палива;

- газотурбінних - також з використанням ЗПГ;

- газодизельного циклу, де заміщення дизельного палива складає близько 80% і більше.

Запланований термін служби газотепловозов 40 років – вдвічі більше, ніж у тепловозів. При цьому в теорії потреба в ремонті у газотепловоза нижче

завдяки меншому забрудненню рухомих частин в порівнянні з дизельними двигунами. Це дає можливість підвищити коефіцієнт технічної готовності локомотива, а також організувати його більш ефективну експлуатацію. Таким чином, вартість життєвого циклу газового двигуна повинна знизитися в частині витрат на паливо і, можливо, на обслуговування і ремонт.

Розроблена паливоподаюча система з внутрішнім сумішоутворенням з більш високими експлуатаційними якостями за рахунок автономного управління лініями подачі газу і дизельного палива універсальна і може працювати як на компримованому, так і на зрідженому природному газі. Система подачі палива забезпечує можливість мати дуже малу дозу запального палива, так як проблеми з охолодженням форсунки не виникає завдяки подачі через неї стисненого газу, який при розширенні охолоджує розпилювач форсунки, також дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії експлуатованих і новостворюваних дизелів, регулювати кількість газу, що подається в циліндри дизеля, підвищити займистість і повне згоряння палива в циліндрах дизеля.

Для маневрових тепловозів, де кількість змін режимів роботи досягає 100 операцій на годину, застосування ЗПГ практично неможливо через інерційність газифікатора, тому для маневрових тепловозів доцільно застосовувати КПГ.

На підставі проведеного аналізу виявлено, що в процесі експлуатації газотепловозов виявлено ряд недоліків їх конструкції, серед яких одними з важливих є:

- невисока частка заміщення дизельного палива природним газом на маневрових газотепловозах при низькій частоті обертання колінчастого вала обумовлена нерівномірною подачею і навіть перепустками подачі по циклам, що призводить до не займання газу в циліндрі;

- організація сумішоутворення дизельного палива і природного газу вимагає рішення для забезпечення роботи на режимах при малому навантаженні і частоті обертання колінчастого вала;

- відсутня автоматизована система управління подачею газомоторного палива;

- складність зберігання запасу газу на борту тепловоза.

Питома ефективна витрата дизельного палива і еквівалентного сумішевого палива при різних режимах роботи дизель-генераторної установки має відхилення, що коливаються в межах від 8 до 35% при переході з дизельного на сумішне паливо. При роботі на нижчих позиціях (4-5 позиції контролера машиніста) більш економічним є режим роботи на дизельному паливі. При роботі на більш високих позиціях (6-7 позиції контролера машиніста) економічніший режим роботи на сумішевих паливі.

Застосування природного газу в дизелях тепловозів направлено на підвищення ефективності використання автономних локомотивів, яка характеризується наступними параметрами їх роботи: підвищенням паливної економічності, потужності і зниженням токсичності відпрацьованих газів.

Перед ПАТ «Укрзалізниця» поставлено завдання створення і впровадження нових тепловозів, що працюють на альтернативних видах палива, а також модернізація і переведення вже наявного парку тепловозів на сумішне паливо для вирішення проблеми підвищення енергоекономічних і екологічних показників дизелів при подачі природного газу до дизельного палива шляхом організації робочого циклу за принципом внутрішнього сумішоутворення виходячи з переваг простоти переобладнання.

У той же час, величезне значення має спосіб подачі сумішевого палива, від якого залежать такі показники роботи дизеля тепловоза: питома ефективна витрата дизельного палива в залежності від режиму роботи тепловоза, ефективна потужність, рівень викидів шкідливих речовин.

2 Математичне моделювання робочого процесу та екологічних показників тепловозних дизелів у газодизельному циклі

Результати численних досліджень свідчать про відмінності циклів, що йдуть один за іншим в кожному дизелі, що здійснює роботу на дизельному паливі з добавкою природного газу [8,10,12,13,15,17].

На відміну від дизелів, що працюють на дизельному паливі, в двопаливному двигуні відбувається стиснення сумішевого палива і впорскування його в циліндри дизеля. Це створює кілька відмінностей, які необхідно враховувати при моделюванні. Перш за все, це наявність у внутрішньо циліндровому заряді газоподібного палива дещо підвищує його сумарну теплоємність, в результаті чого, тиск і температура в кінці стиснення будуть трохи нижче. Ці ж особливості відображаються на умовах сумішоутворення і, як наслідок, на величині тепловиділення горючої суміші.

Додаткову складність процесу згоряння в дизелях, які працюють на сумішевих паливі, додає відмінність теплофізичних властивостей дизельного і газоподібного палив, яке так само має бути враховано при розробці математичної моделі. Перш за все, важливо врахувати відмінність нижчої теплоти згорання палива, що в сукупності з відсутністю даних про швидкість і тривалості згоряння кожного виду палива, створює додаткову проблему при моделюванні. Крім нижчої теплоти згорання палива необхідно врахувати відмінність в таких властивостях як теоретично необхідне для згоряння кількість повітря, коефіцієнт молекулярного зміни, молярна маса і теплоємність.

Виходячи з перерахованих вище особливостей, можна сформулювати такі вимоги до математичної моделі робочого циклу дизеля на сумішевих паливі:

- облік впливу циклової подачі використовуваного сумішевого палива при моделюванні процесів наповнення і стиснення;

- облік типу сумішевого палива і кута випередження подачі запальної порції при розрахунку величини періоду затримки запалення (моменту початку згоряння);

- облік величин нижчої теплоти згорання та інших фізико-хімічних властивостей сумішевого палива, двохфазного характеру тепловиділення при моделюванні процесу згоряння.

2.1 Розробка математичної моделі робочого циклу двигуна при використанні двопаливної суміші

Основними характеристиками газового палива є: нижча теплота згоряння, щільність, цетанове число, вміст загальної та органічної сірки, сумарна частка негорючих компонентів, вміст вологи, вміст механічних домішок.

Якості газу як моторного палива можуть бути розподілені на три групи: моторні якості, що визначають ефективність робочого процесу; властивості, що визначають роботу паливної апаратури; властивості, що визначають умови зберігання палива.

Моторні якості газу залежать головним чином від енергоємності палива, яка визначається в першу чергу теплотою згоряння. Будь-яке газоподібне паливо складається з суміші різних компонентів, кількісний вміст яких визначає основні теплофізичні і термохімічні властивості. Вміст компонентів в суміші визначається їх масовими (об'ємними, мольна) частками [5].

$$\sum_{i=1}^{n} g_i = 1, \tag{2.1}$$

де n – число компонентів;

g_i – масова частка і-го компонента в суміші.

За наявного складу суміші визначаються її основні теплофізичні характеристики, а саме нижчу теплотворну здатність – як сума творів величин нижчої теплоти згорання горючих компонентів на відповідну частку

$$H_u = \sum_{i=1}^{n} (Hu_i g_i). \qquad (2.2)$$

Теплоту згоряння кДж, визначаємо за формулою Д.І. Менделєєва

$$H_u = 33913 \cdot C + 125604 \cdot H + 10886 \cdot (S - O) - 2512 \cdot (9 \cdot H + W), \qquad (2.3)$$

де 33913, 125604, 10886 – теплоти згорання відповідно *C*, *H* і *S* кДж/кг;

2512 – прихована теплота пароутворення, кДж/кг;

W – масова частка води в паливі.

Молекулярна маса метану (CH_4) дорівнює 12+4=16. Тоді масові частки компонентів в метані рівні: C=12÷16=0,75; H=4÷16=0,25.

$H_u = 33913 \cdot 0{,}75 + 125604 \cdot 0{,}25 + 10886 \cdot (0{,}003 - 0{,}023) - 2512 \cdot (9 \cdot 0{,}25 + 0) = 50966$ кДж/кг

Склад 1 кг дизельного палива наступний: C=0,87, H=0,126, O=0,004, S=0,005. Нижчу теплоту згоряння сумішевого палива визначаємо за формулою

$$H_{u_{см}} = H_{u_м} \cdot g_м + H_{u_{дг}} \cdot g_{дг}, \qquad (2.4)$$

де $g_м$ і $g_{дг}$ – масові частки відповідно природний газу і дизельного палива в складі сумішевого палива;

$H_{u_м}$ і $H_{u_{дг}}$ – нижчі теплоти згорання відповідних компонентів сумішевого палива.

Нижча теплота згоряння дизельного палива розраховується за формулою (2.3) і дорівнює $H_{u_{дг}} = 42493$ кДж/кг

Для визначення нижчої теплоти згорання сумішевого палива в залежності від частки компонентів в суміші, скористаємося формулою

$$H_{u_{см}} = 33913 \cdot D_C + 125604 \cdot D_H + 10886 \cdot (D_S - D_O) - 2512 \cdot (9 \cdot D_H + D_W), \qquad (2.5)$$

де D_C, D_H, D_S, D_O, D_W – частки компонентів (вуглецю, водню, сірки, кисню і води) відповідно.

Розрахунок змісту нижчої теплоти згорання сумішевого палива в Залежно від змісту в ньому частки метану і дизельного палива наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Розрахунок нижчої теплоти згорання сумішевого палива

Параметр	Склад палива											
	ДТ літнє	ДТ+5%CH_4	ДТ+10%CH_4	ДТ+20%CH_4	ДТ+30%CH_4	ДТ+40%CH_4	ДТ+50%CH_4	ДТ+60%CH_4	ДТ+70%CH_4	ДТ+80%CH_4	ДТ+90%CH_4	CH_4
Нижча теплоти згорання $H_{u_Г}$, МДж/кг	42,5	43,23	43,64	44,45	45,27	46,08	46,9	47,71	48,53	49,34	50,16	50,97

Графік залежності $H_{u_{см}}$ від процентного вмісту в ньому метану наведено на рисунку 2.1. При збільшенні частки метану в сумішевих паливі підвищується його калорійність, а разом з нею і нижча теплота згоряння.

Для обчислення теплоти, що виділилася при згорянні паливо-повітряної суміші ($H_{гор.сум}$), віднесена до 1 кг згоряння при різних коефіцієнтах надлишку повітря α скористаємося формулою, кДж

$$H_{гор.сум} = \frac{H_{u_Г}}{M_1}, \tag{2.6}$$

де $H_{u_Г}$ – нижча теплота згоряння 1 кг сумішевого палива, кДж/кг;

M_1 – кількість свіжого заряду, кг.

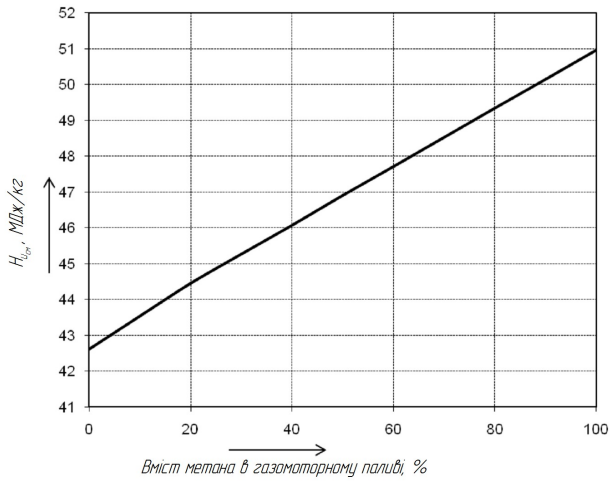


Рисунок 2.1 – Нижча теплота згоряння сумішевого палива $H_{u_{см}}$ в залежності від вмісту в ньому метану

Кількість свіжого заряду, кг моль/кг моль газу

$$M_1 = 1 + \alpha L_{0_M} . \tag{2.7}$$

Отже, необхідно визначити стехіометричну кількість повітря для різного складу сумішевого палива. Нехай дизельне паливо має наступний середній склад: C=0,87, H=0,126, O=0,004, S=0,005. Теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 кг дизельного палива підраховують за формулою, кмоль/кг

$$L_{0_{ДГ}} = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32}\right). \tag{2.8}$$

Стехіометрична кількість повітря в кг (кг повітря на кг палива)

$$l_0 = L_{0_{ДГ}} \cdot m_в , \tag{2.9}$$

де, $m_в$ – молярна маса повітря, що дорівнює 28,93 кг / кмоль.

Тоді, $L_{0_{ДГ}} = 0{,}495$ кмоль/кг, а $l_0 = 14{,}16$.

Якщо дизель працює на сумішевих паливі, то теоретично необхідну кількість повітря для згоряння суміші дизельного палива з метаном, кг моль/кг

$$L_{0_Г} = g_M \cdot L_{0(метан)} + g_{ДГ} \cdot L_{0(диз.паливо)}, \quad (2.10)$$

де g_M, $g_{ДГ}$ – частки метану і дизельного палива в сумішевому паливі;

$L_{0(метан)}$, $L_{0(диз.паливо)}$ – необхідна кількість повітря для спалювання 1 кмоля відповідно метану і дизельного палива. При цьому теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 моля метану визначимо за формулою, кмоль/кмоль газу

$$L_{0_M} = \frac{1}{0{,}21}\left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + \left(n + \frac{m}{4}\right)C_nH_m + 2CH_4 - O_2\right]. \quad (2.11)$$

Тоді $L_{0_M} = 9{,}52$ кмоль пов./кмоль газу

Молекулярну масу сумішевого палива визначаємо, як

$$\mu_{гт} = \frac{\left(\sum m_i\right)}{\left(\frac{\sum m_i}{\mu_i}\right)} = \frac{\left(m_{ДГ} + m_M\right)}{\left(\frac{m_{ДГ}}{\mu_{ДГ}} + \frac{m_M}{\mu_M}\right)}. \quad (2.12)$$

Приймемо молекулярну масу дизельного палива рівній 190 кг/кмоль і визначимо молекулярні маси компонентів сумішевого палива (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2 – Компоненти сумішевого палива

Вид палива	Хімічний склад					Молекулярна маса, кг/моль
	C	H	O	S	CH_4	
Дизельне	87	12,6	0,4	0,5	-	190
CH_4	75	25	0,023	0,003	100	16

Знаючи молекулярну масу метану, визначимо теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 моля метану $L_{0_M} = \frac{9{,}52}{16} = 0{,}595 \ \frac{кмольпов}{кггазу}$.

Стехіометрична кількість повітря при спалюванні 1 кг дизельного палива визначено вище і дорівнює 0,495 кмоль пов./кг палив. Тоді,

$$L_{0_Г} = D_М \cdot 0{,}595 + D_{ДГ} \cdot 0{,}495 . \quad (2.13)$$

Прийнявши молекулярну масу повітря μ=28,93 визначимо $l_{0_Г}$.

Розрахунок стехіометричної кількості повітря при згоряння сумішевого палива в залежності від вмісту в ньому частки метану і дизельного палива наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Розрахунок теоретично необхідної кількості повітря для згоряння суміші дизельного палива з метаном

Параметр	Склад палива											
	ДТ літнє	ДТ+5%CH_4	ДТ+10%CH_4	ДТ+20%CH_4	ДТ+30%CH_4	ДТ+40%CH_4	ДТ+50%CH_4	ДТ+60%CH_4	ДТ+70%CH_4	ДТ+80%CH_4	ДТ+90%CH_4	CH_4
$L_{0_Г}$, кгмоль/кгмоль газу	0,495	0,499	0,505	0,515	0,525	0,535	0,545	0,555	0,565	0,575	0,585	0,595
$l_{0_Г}$, кг/кг	14,3	14,4	14,6	14,9	15,2	15,5	15,8	16,1	16,4	16,7	17,0	17,3

На графіку рисунок 2.2 наведені зміни стехіометричних відносин в залежності від вмісту частки метану і дизельного палива в сумішевому паливі.

На графіку рисунок 2.3 наведені залежності теплоти згорання горючої суміші від вмісту метану в сумішевому паливі.

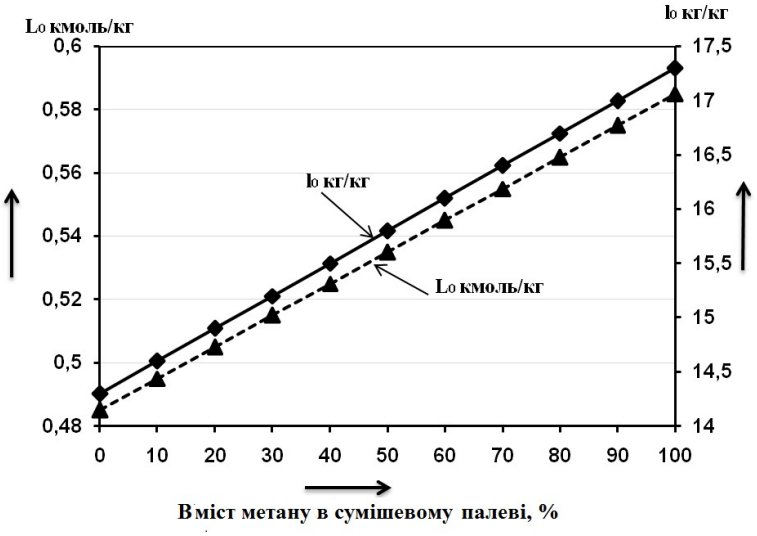


Рисунок 2.2 – Зміна стехіометричних відносин (L_0 і l_0) в залежності від вмісту метану в сумішевому паливі

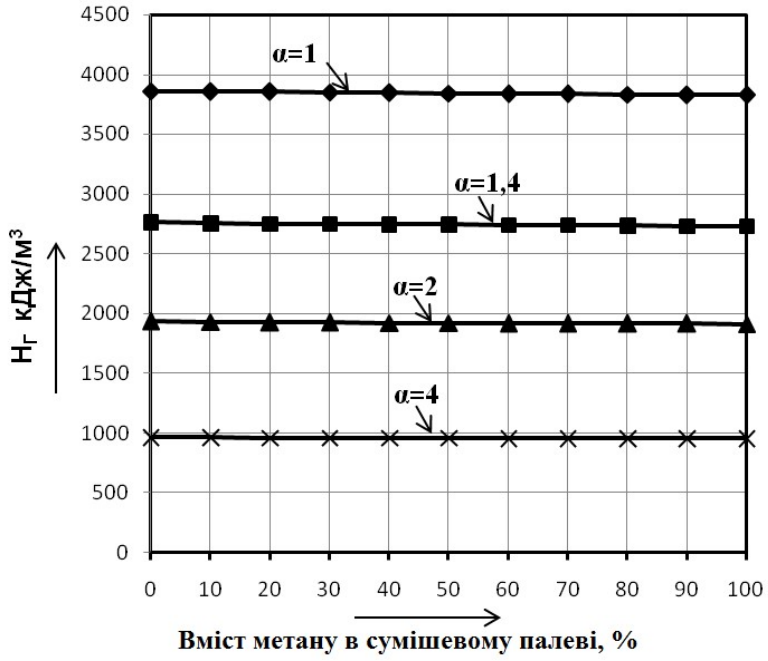


Рисунок 2.3 – Теплота від згоряння сумішевого палива

Залежність використання обсягу циліндра характеризується кількістю одержуваної роботи, а, отже – кількість теплоти, що виділяється в циліндрі при

згорянні сумішевого палива. Позначимо кількість теплоти, яке може виділитися при згорянні сумішевого палива $H_{Г_{СМ}}$.

Ефективність використання обсягу палива залежить від об'ємної теплоти згорання сумішевого палива $H_{Г_{СМ}}$, тобто від кількості теплоти, що виділяється при згорянні одиниці його обсягу. Якщо теплота згоряння віднесена до кількості свіжого заряду 1 кмоль, то

$$H_{Г_{СМ}} = \frac{H_{u_{ДГ}} + H_{u_{М}}}{M_1}, \qquad (2.14)$$

де $H_{u_{ДГ}}$ і $H_{u_{М}}$ – нижчі теплотворення дизельного палива і метану, кДж.

Для дизелів $M_1=1+\alpha L_0$. Теплота від згоряння сумішевого палива, віднесена до 1м^3 при температурі 0 ºС і тиску 0,1013 МПа, набуде вигляду

$$H_{Г_{СМ}} = \frac{22{,}4 \cdot H_{u_{М}} + g \cdot H_{u_{ДГ}}}{1 + \alpha_1 L_{0_{М}}}, \qquad (2.15)$$

де α_1 – коефіцієнт надлишку повітря.

Нижча теплота згоряння для дизельного палива $H_{u_{ДГ}}$=33060 МДж/м^3, теплота згоряння для метану $H_{u_{М}}$=35800 МДж/м^3.

Значення $H_Г$ для різного складу сумішевого палива при α=1; α=1,4; α=2; α=4 наведені в таблиці 2.4. Стехіометрична кількість повітря L_0 залежить від тих же величин, що і $H_{u_{СМ}}$ (склад палива і окислювача). Стехіометрична кількість повітря приблизно пропорційна $H_{u_{СМ}}$. Чим більше кисню витрачається на згоряння палива, тим більше виділяється теплоти.

Теплота згоряння сумішевого палива залежить від елементарного складу палива і від α. Рівняння (2.6) і (2.15) можна застосувати при α≥1. (При α≤1 і отже неможливості повного згоряння палива, в (2.6) і (2.15) потрібно використовувати теплоту згоряння, рівну $H_H - \Delta H_H$, де ΔH_H – теплота згоряння продуктів неповного згоряння). При α = 1 суміш, що складається з 1 кг

дизельного палива та 14,16 кг повітря, має масу 15,16 кг. Якщо склад суміші в загальному випадку дорівнює α, то в тій же кількості суміші, (що дорівнює 15,16 кг), кількість дизельного палива G_T визначимо наступним чином. Кількість горючої суміші у всіх випадках залишається постійним і рівним G_B + G_T=15,16 кг. Оскільки $\alpha = \frac{G_B}{G_T \cdot l_0}$, то $G_B = \alpha \cdot G_T \cdot l_0$, тобто $\alpha \cdot G_T \cdot l_0 + G_T = 15{,}16$ або $G_T = \frac{15{,}16}{(\alpha \cdot l_0 + 1)}$.

Таблиця 2.4 – Теплота згоряння сумішевого палива при α=1; α=1,4; α=2; α=4

Коефіцієнт надлишку повітря		α=1	α=1,	α=2	α=4
Відсоток добавки метану до дизельного палива	%	Теплота згоряння сумішевого палива $H_Г$ кДж/м^3			
	5	3867	2763	1934	967
	10	3858	2755	1929	964
	20	3853	2752	19227	963
	30	3849	2749	1925	962
	40	3845	2747	1923	961
	50	3842	2744	1921	960
	60	3838	2742	1919	959
	70	3835	2739	1917	958
	80	3831	2736	1915	957
	90	3828	2734	1914	956

Теплота згоряння сумішевого палива залежить від елементарного складу палива і від α. Рівняння (2.6) і (2.15) можна застосувати при α≥1. (При α≤1 і отже неможливості повного згоряння палива, в (2.6) і (2.17) потрібно використовувати теплоту згоряння, рівну $H_H - \Delta H_H$, де ΔH_H – теплота згоряння продуктів неповного згоряння). При α = 1 суміш, що складається з 1 кг дизельного палива та 14,16 кг повітря, має масу 15,16 кг. Якщо склад суміші в загальному випадку дорівнює α, то в тій же кількості суміші, (що дорівнює 15,16 кг), кількість дизельного палива G_T визначимо наступним чином. Кількість горючої суміші у всіх випадках залишається постійним і рівним G_B +

G_T=15,16 кг. Оскільки $\alpha = \frac{G_B}{G_T \cdot l_0}$, то $G_B = \alpha \cdot G_T \cdot l_0$, тобто $\alpha \cdot G_T \cdot l_0 + G_T = 15{,}16$ або $G_T = \frac{15{,}16}{(\alpha \cdot l_0 + 1)}$. Якщо кількість палива в зазначених 15,16 горючої суміші дорівнює G_T, то кількість повітря в ній дорівнюватиме $G_B = 15{,}16 - G_T$. У цій кількості повітря теоретично можна повністю, тобто при α=1 спалити, G_T палива, де $G_T = \frac{G_B}{l_0}$. Якщо прийняти, що підведення тепла 15,16 кг суміші при α=1 складає 100%, то зниження підведення тепла при тих же 15,16 кг суміші при різних α складе $q = 100 - G_T \cdot 100$. Відносна зміна питомого підводу тепла q % горючої суміші при зміні коефіцієнта надлишку повітря α в діапазоні від 1 до 4 наведено на графіку залежності $q = f(\alpha)$, рисунок 2.4.

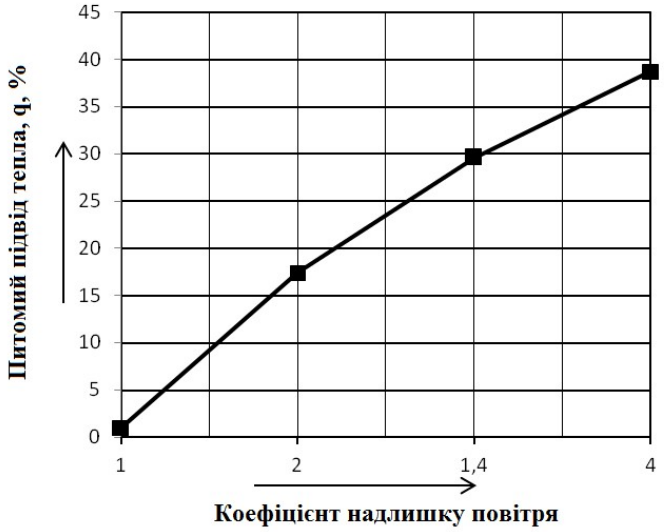


Рисунок 2.4 – Зміна питомого підведення тепла сумішевого палива q (%) в залежності від коефіцієнта надлишку повітря, α

Параметри робочого тіла на початку стиснення позначаються P_0 [атм] і T_0 [К], Їх чисельні значення служать початковими даними розрахунку і вибираються відповідно до конкретної конструкції. Тиск на початку стиснення при роботі дизеля на сумішевому паливі

$$P_a = p_0 - \Delta p_a, \qquad (2.16)$$

де p_a – тиск в циліндрі на початку стиснення, МПа;

p_0 – тиск навколишнього середовища, МПа;

Δp_a – величина розрядження, що залежить від опорів в системі запуску, Па.

Температура заряду на початку стиснення при роботі дизеля на сумішевих паливі, К

$$t_a = \frac{\left(t_0 + \Delta t + \gamma t_г\right)}{\left(1+\gamma\right)}, \tag{2.17}$$

де t_0 – температура повітря перед входом в циліндр, К;

Δt – температура підігріву свіжого заряду, К;

$t_г$ – температура залишкових газів, К;

γ – коефіцієнт залишкових газів.

Тиск заряду в кінці стиску при роботі дизеля на сумішевому паливі

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \tag{2.18}$$

де p_c – тиск в циліндрі наприкінці стиснення;

ε – ступінь стиснення дійсна;

n_1 – показник політропи стиснення в дизелі.

Температура заряду в кінці стиску при роботі дизеля на сумішевому паливі

$$t_c = t_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}. \tag{2.19}$$

Середня молекулярна теплоємність свіжого заряду, кДж/кг моль град.

$$c_v = \sum m_k c_{vk}, \tag{2.20}$$

де c_{vk} – теплоємність компонента свіжого заряду при даній температурі;

m_k – об'ємна частка цього компонента в заряді.

Середня молекулярна теплоємність продуктів згоряння, кДж/кг моль град.

$$(c_v)' = \sum m_k c_{vk} \ , \tag{2.21}$$

де c_{vk} – теплоємність компонента продуктів згоряння заряду при даній температурі;

m_k – об'ємна частка цього компонента в продуктах згоряння.

Рівняння згоряння суміші дизельного палива і природного газу для змішаного циклу

$$\frac{\xi_Z\left(22{,}4H_{u_{ПГ}} + gH_{u_{ДГ}}\right)}{\mu\left(1+\alpha L_{0_{ДГ}}\right)(1+\gamma)} + \frac{\left(c_v + \gamma(c_p)'\right)t_c}{\mu(1+\gamma)} + \frac{1{,}985(273+t_c)}{\mu} - 1{,}985\cdot 273 = (c_v)'t_z \ , \tag{2.22}$$

де ξ_z – коефіцієнт тепловиділення в кінці видимого згоряння;

μ – дійсний коефіцієнт молекулярного зміни;

t_c – температура в циліндрі наприкінці стиснення К;

$(c_p)'$ – теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску, ккал/моль град.;

t_z – температура в циліндрі в кінці згоряння.

У рівнянні (2.22) використовуються два невідомих: температура кінця видимого згоряння t_z і теплоємність продуктів згоряння c_p. Тому зазвичай t_z визначають методом графічної інтерполяції або методом підбору.

Рішення цього рівняння дає можливість визначити найбільше значення λ (при певній кількості підведеної тепла). Ступінь підвищення тиску підраховуємо по формулі

$$\lambda = 0{,}739\frac{t_z}{t_c}. \tag{2.23}$$

Тиск згоряння p_z визначимо за формулою, МПа

$$p_z = \lambda p_c . \tag{2.24}$$

Загальна кількість продуктів повного згоряння 1 моля палива з добавкою g кг природного газу визначимо наступним чином, кг моль/кг моль газу

$$M_{CO_2} = g \cdot \frac{C}{12} + \left(CO + nC_nH_m + CH_4 + CO_2\right). \tag{2.25}$$

$$M_{H_2O} = \left[\left(H_2 + \frac{m}{2} \cdot C_nH_m + 2CH_4\right) + g\frac{H}{2}\right]. \tag{2.26}$$

$$M_{O_2} = 0{,}21\left[(\alpha_1 - 1)L_{0M} - gL_{0ДГ}\right]. \tag{2.27}$$

$$M_{N_2} = 0{,}79\alpha_1 \cdot L_{0M} + N_2 . \tag{2.28}$$

Загальна кількість продуктів згоряння задається співвідношенням

$$M_2 = \sum M_i = 1 + \alpha_1 L_{0M} + g\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right) - \left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + \left(1 - \frac{m}{4}\right)C_nH_m\right]. \tag{2.29}$$

Зміна обсягу при згорянні 1 моль палива з добавкою природного газу

$$\Delta M_{N_2} = M_2 - M_1 = g\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right) - \left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2}\right] + \left(1 - \frac{m}{4}\right)C_nH_m . \tag{2.30}$$

Можливо як зменшення, так і збільшення обсягу. Теоретичний коефіцієнт молекулярного зміни горючої суміші

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{g\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right) - \left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + \left(1 - \frac{m}{4}\right)C_nH_m\right]}{1 + \alpha_1 L_{0ДГ}}, \tag{2.31}$$

де М – кількість продуктів згоряння М=0,924моль/кг, М`=26,78кг/кг і μ_0 – теоретичний коефіцієнт молекулярного зміни μ_0=1,037.

Теоретичний коефіцієнт молекулярного зміни може бути більше і менше одиниці. Дійсний коефіцієнт молекулярного зміни з урахуванням добавки природного газу до дизельного палива

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}, \tag{2.32}$$

де γ – коефіцієнт залишкових газів, γ=0,04

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення буде визначатися наступним чином

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_1 \cdot L_{0M}}{L_{0ПГ,ДГ}} = \frac{\alpha_1}{1 + g \cdot \frac{L_{0ДГ}}{L_{0ПГ}}}. \tag{2.33}$$

Коефіцієнт залишкових газів з урахуванням добавки природного газу до дизельного палива

$$\gamma = \frac{T_{см} + \Delta T}{T_r} = \frac{p_1 r}{\varepsilon p_a - p_r}, \tag{2.34}$$

де $T_{см}$ – температура суміші повітря та сумішевого палива перед входом в циліндр; за однакової кількості температур сумішевого палива і навколишнього повітря $T_{см} = T_0$, при різних температурах надходить сумішевого палива і повітря $T_{см} = \frac{T_z + \alpha T_0 L_0}{1 + \alpha_0}$, якщо вважати рівними теплоємності сумішевого палива і повітря.

Температура сумішевого палива перед входом в циліндр $T_z = 320 \div 350$ °С Коефіцієнт наповнення з урахуванням добавки природного газу до дизельного паливу буде визначатися за формулою

$$\eta_v = \frac{T_0 (\varepsilon p_a - p_r)}{(T_{см} + \Delta T)(\varepsilon - 1) p_0}. \tag{2.35}$$

Для розрахунку зміни тиску і температури по куту повороту колінчастого вала (за часом) протягом усього процесу згоряння сумішевого палива необхідно враховувати змінність маси повітряного заряду і продуктів згоряння за рахунок газообміну, а також теплообмін робочого тіла зі стінками камери згоряння. Такі моделі припускають покрокове визначення маси, складу, тиску і температури робочого тіла в процесі горіння палива.

Основою для таких моделей служить рівняння теплового балансу

$$dQ \pm \sum_{i=1}^{n} i_j dM_j = d(MU) + pdV\,, \tag{2.36}$$

де dQ – елементарне кількість теплоти, підведене до робочого тіла при згорянні палива;

ΣidM – потік ентальпії, внесений (+) або винесений (-) з елементарної масою dM з обсягу циліндра V;

U – питома внутрішня енергія робочого тіла;

p – тиск робочого тіла в циліндрі двигуна.

Основні труднощі практичного використання (2.36) пов'язана з аналітичним описом процесу підводи теплоти від згоряння палива. Більш раціональним з практичної точки зору є рішення поставленого завдання методом, запропонованим проф. І.І. Вібе. Даний метод заснований на апроксимації характеристик підведення теплоти (кривих тепловиділення) за допомогою залежностей, які враховують реальний закон вигоряння палива по куту повороту колінчастого валу. Даний закон прийнято висловлювати характеристичним рівнянням

$$X_i = 1 - \exp\left[c\left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \tag{2.37}$$

де X_i – частка теплоти, що виділилася до поточного куту повороту колінчастого вала ψ_j;

φ_z – кут повороту колінчастого вала, протягом якого відбувається згоряння палива за один робочий цикл x_2, відраховується від початку поточного ділянки процесу згоряння, рисунок 2.5;

m – показник характеру згоряння;

c – постійна інтегрування; $c=ln(1-x_Z)$.

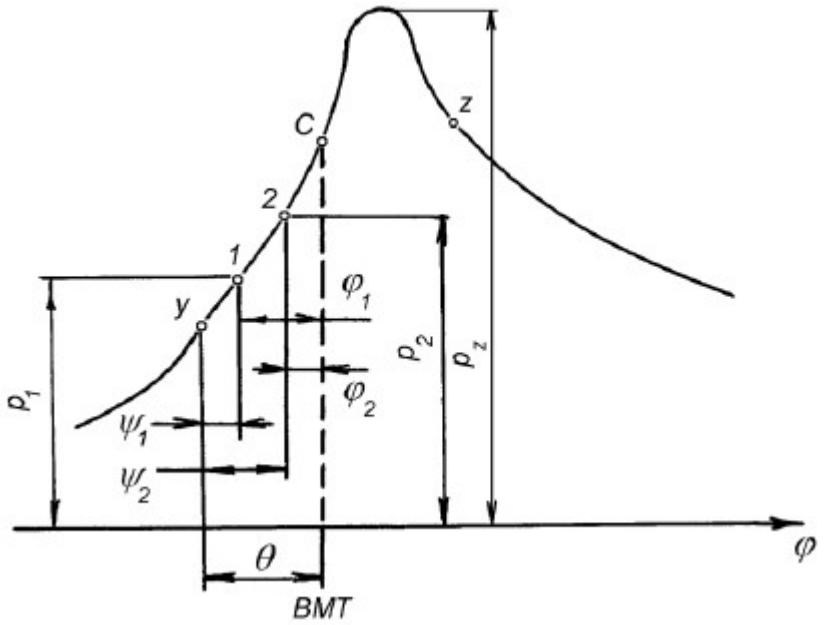


Рисунок 2.5 – Розбивка процесу згоряння на ділянки

Для всього процесу згоряння сумішевого палива за кут повороту колінчастого вала ψ_z загальна питома ефективна теплота в робочому циклі буде

$$q = \frac{\xi\left(22{,}4 \cdot H_u + g \cdot H_u\right)}{\alpha M_0 (1+\gamma)+1}, \tag{2.38}$$

де ξ – коефіцієнт ефективності згоряння;

ψ і δ – коефіцієнти використання і виділення теплоти.

Для дизеля 6ЧН 31/36 з нерозділеного камерою згоряння значення коефіцієнта ξ знаходиться в межах 0,80-0,90 [15].

Поточні x визначаються співвідношенням

$$x = 1 - \exp^{-6{,}908\left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}. \qquad (2.39)$$

Коефіцієнт використання теплоти ψ приймається рівним 0,9 ... 0,95.

Користуючись наведеними залежностями, розрахунок процесу згоряння з визначенням поточних тисків і температур за методикою І.І. Вибе виконують в такій послідовності. Спочатку розбивають весь процес згоряння на ряд ділянок з інтервалом 1,5 ÷ 20 повороту колінчастого вала. Для прикладу на рисунку 2.5 виділена ділянка 1-2. За співвідношенням для політропії процесу стиснення, які наведені вище, підраховують тиск і температуру в точці у початку горіння. Їх знання дозволяє підрахувати параметри процесу в кінці ділянки за наведеними нижче формулами. Наприклад, тиск в точці 2 визначають за формулою

$$p_2 = \frac{E_2 \Delta X_{1-2} + p_1\left[K_{1-2}\xi(\varphi_1) - \xi(\varphi_2)\right]}{K_{1-2}\xi(\varphi_2) - \xi(\varphi_1)}, \qquad (2.40)$$

де E_2 – постійна, обчислюється за формулою $E_2 = 0{,}002\frac{\varepsilon}{\upsilon_a}q_z$;

υ_a – питомий об'єм на початку стиснення $\upsilon_a = \frac{8{,}314 T_a}{10^3 \mu_B p_a}$;

$X_{1\text{-}2}$ – частка теплоти, що згорів на ділянці 1-2 $X_{1-2} = \exp\left[-c\left(\frac{\psi_1}{\psi_2}\right)^{m+1}\right] - \exp\left[-c\left(\frac{\psi_2}{\psi_1}\right)^{m+1}\right]$;

$K_{1\text{-}2}$ – фактор теплоємкостей $K_{1-2} = \frac{k_{1-2}+1}{k_{1-2}-1}$;

$k_{1\text{-}2}$ – відношення середньої ізобарно теплоємності до ізохорно] на ділянці 1-2 $k_{1-2} = \frac{c_{p_{1-2}}}{c_{v_{1-2}}}$.

Для обчислення можна користуватися формулою, яка отримана апроксимацією табличних значень $k = 1{,}259 + \frac{76{,}7}{T} - \left(0{,}005 + \frac{0{,}0372}{\alpha}\right)\Delta X_{1-2}$, $\xi(\varphi)$ –

коефіцієнт, що відображає переміщення поршня, обчислюється в залежності від кута повороту колінчастого вала φ, кут відраховується від верхньої мертвої точки $\xi(\varphi)=1+\frac{\varepsilon-1}{T}\left[\left(1+\frac{\lambda}{4}\right)-\left(\cos\varphi+\frac{\lambda}{4}\cos 2\varphi\right)\right]$, а λ – постійна кривошипно-шатунного механізму.

Температура в точці 2 визначається за формулою

$$T_2=\frac{T_y}{p_y\xi(\varphi_y)}\cdot\frac{p_2\xi(\varphi_2)}{\beta_{1-2}}, \tag{2.41}$$

де $\beta_{1\text{-}2}$ – середнє значення на ділянці 1-2 коефіцієнта молекулярного зміни.

Наведені розрахункові залежності можна розглядати як алгоритм, що відображає послідовність дій, за результатами виконання яких вдається простежити динаміку згоряння в камері згоряння з урахуванням кута випередження впорскування сумішевого палива θ і побудувати криву тепловиділення. З допомогою цієї кривої, знаючи механізм утворення шкідливих речовин, можна прогнозувати емісію токсичних компонентів і димність.

Тиск в кінці розширення суміші дизельного палива і природного газу

$$p_b=\frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \tag{2.42}$$

де n_2 – показник політропи розширення в дизелі.

Температура в кінці розширення суміші дизельного палива і природного газу

$$T_b=\frac{t_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \tag{2.43}$$

Перевірку правильності оцінки температури залишкових газів зробимо за формулою

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \qquad (2.44)$$

2.2 Визначення характеристик тепловиділення залежно від фізико-хімічних властивостей газодизельної суміші

Природний газ різних родовищ містить ряд граничних вуглеводнів. Основним компонентом природного газу є метан CH_4, зміст якого досягає 98% за об'ємом.

Частка метану CH_4 в складі природного газу може змінюватися в широкому діапазоні, тобто від 50 до 99%. Тому викликають сумніви значення концентрацій метану в діапазоні від 90,8% до 96,9%.

Відносна кількість тепла, підведеного при згорянні сумішевого палива, що складається з суміші дизельного палива і природного газу, визначається за формулою

$$q = \frac{G_T \cdot H_{u_{ДГ}}}{\left(V_{ПГ} \cdot H_{u_{ПГ}} + G_T \cdot H_{u_{ДГ}}\right)}, \qquad (2.45)$$

де G_T – витрата палива в дизелі, кг/год;

$H_{u_{ДГ}}$ – нижча теплотворність дизельного палива, МДж/м^3;

$H_{u_{ПГ}}$ – нижча теплотворність природного газу, МДж/м^3;

$V_{ПГ}$ – годинна витрата природного газу, м^3/год, приведений до 0 ºС і 760 мм рт.ст.

При розрахунку сумарної кількості тепла, підведеного при згорянні сумішевого палива, врахуємо вплив концентрації метану в природному газі

різних родовищ і введемо коефіцієнт компонентного складу $К_0$, величина якого буде оцінена емпірично.

Рівняння для відносного визначення кількості тепла, підведеного при згорянні сумішевого палива з урахуванням коефіцієнта компонентного складу $К_0$ набуде вигляду

$$q = \frac{G_T \cdot H_{u_{ДГ}}}{\left(K_0 \cdot V_{ПГ} \cdot H_{u_{ПГ}} + G_T \cdot H_{u_{ДГ}}\right)}, \tag{2.46}$$

де $K_0 = f(H_u)$.

Після обробки даних з різних родовищ природного газу була отримана залежність теплоти згоряння H_u від змісту метану CH_4 в природному газі (рисунок 2.6).

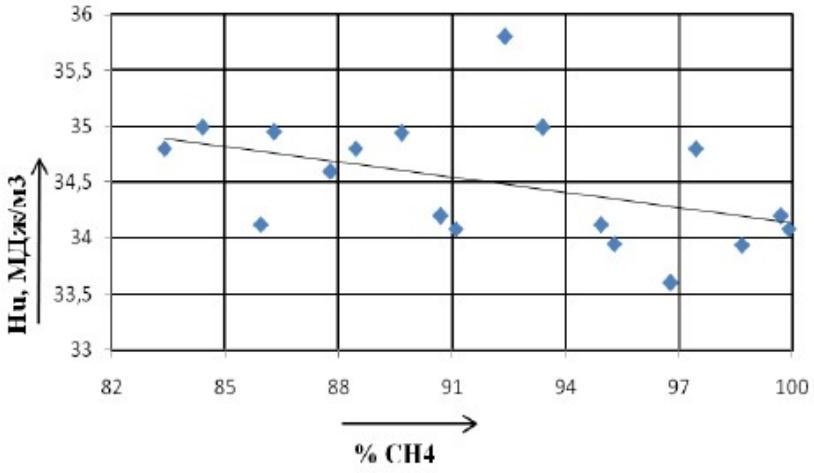


Рисунок 2.6 – Залежність теплоти згоряння H_u від змісту метану CH_4

Так як діапазон вмісту метану в природному газі дорівнює 83-99%, то для забезпечення його теплоти згорання рівній 35,8 МДж/м^3 коефіцієнт компонентного складу повинен бути в межах 0,92-1,08.

Даний діапазон коефіцієнта $К_0$ доцільно використовувати при налаштуванні дизельних двигунів, що працюють на сумішевому паливі, що

дозволяє отримати оптимальні характеристики питомої ефективної витрати дизельного палива.

Якщо вміст метану в мольних частках в сумішевому паливі більше, то теплотворна здатність суміші менше, що призводить до необхідності збільшення обсягу палива, що подається і коригування регулювальних трендів за допомогою автоматизованих систем управління (АСУ).

Таким чином, доцільно регулювання витрати палива здійснювати з урахуванням фактичної теплоти згорання. Так як H_u не має середнього постійного значення, наприклад, середнє по вибірці H_u=31,6 МДж/м^3 змінюється в залежності від компонентного складу природного газу.

При добавці природного газу до дизельного палива кількість тепла, підведеного при згорянні сумішевого палива змінюється, внаслідок чого, може відбутися зміна потужності. Для збереження номінальної потужності дизеля при подачі природного газу його циклова подача повинна бути еквівалентною теплоті згоряння дизельного палива, яке заміщується. З огляду на різницю об'ємних теплотворних здібностей обох видів палив ($H_{u_{ДГ}} = 33{,}06$ МДж/м^3 і $H_{u_{ПГ}} = 35{,}8$ МДж/м^3), необхідно для цього виконати наступну умову

$$\Delta V_T H_{u_{ДГ}} = \Delta V_{ПГ} H_{u_{ПГ}}, \qquad (2.47)$$

де ΔV_T і $\Delta V_{ПГ}$ – об'ємна подача відповідно дизельного палива і природного газу на один цикл, м^3;

$H_{u_{ДГ}}$ і $H_{u_{ПГ}}$ – нижча теплота згоряння відповідно дизельного палива і природного газу, МДж/м^3.

Таким чином, використовуючи теплоту згоряння палива, знайдемо необхідну кількість подаваного природного газу і дизельного палива. Далі, з умови (2.47) знайдемо обсяг природного газу на один робочий цикл

$$\Delta V_{ПГ} = \Delta V_T \frac{H_{u_{ДТ}}}{H_{u_{ПГ}}}. \qquad (2.48)$$

Це рівняння справедливо при допущенні, що згоряння обох видів палив відбувається з однаковою ефективністю

Для кожного дизеля $\Delta V_{ПГ}$ безпосередньо залежить від циклової подачі палива. Розглянемо на прикладі дизеля 6ЧН 31/36 розрахунок циклової подачі дизельного палива і природного газу.

Максимальній потужності дизеля 6ЧН 31/36 відповідає циклова подача дизельного літнього палива $q_ц$=1,52 г/цикл, що при питомій масі палива γ=840 кг/м^3 складає об'ємну подачу ΔV_T=1,810·10^{-6} м^3. Прийнявши зміни нижчої теплоти згорання сумішей дизельного палива з природним газом по адитивному закону, розрахуємо необхідний обсяг палива ΔV_T, який повинен подаватися в циліндр на один робочий цикл.

Далі, варіюючи склад палива шляхом зміни змісту природного газу в діапазоні від 1 до 90% від загальної кількості палива, що подається, розрахуємо параметри подачі сумішевого палива з урахуванням коефіцієнта компонентного складу $К_0$ природного газу.

Отримані результати зведемо в таблицю 2.5. З таблиці 2.5 видно, що при заміщенні дизельного палива природним газом теплотворна здатність сумішевого палива зростає, тому дійсна об'ємна подача природного газу повинна бути знижена приблизно на 10%.

Причиною цього є відмінність в теплотворної здатності дизельного палива і природного газу. Після проведення необхідних розрахунків, використовуючи формулу (2.46) можна розрахувати кількість тепла, підведеного при згорянні сумішевого палива з урахуванням коефіцієнта компонентного складу при різному співвідношенні природного газу і дизельного палива. Вага дизельного палива в кг на 1 моль спалюваного в дизелі природного газу, кг диз. палива/кг моль газу з урахуванням добавки природного газу визначимо за формулою

$$g = \frac{22{,}4 \cdot G_T}{V_{ПГ}}. \qquad (2.49)$$

При обліку зміни теплотворної здатності природного газу доцільно виконувати розрахунок робочого процесу дизеля тепловоза, працюючого з добавками природного газу до дизельного палива з урахуванням коефіцієнта компонентного складу K_0=0,92÷1,08.

Таблиця 2.5 – Параметри подачі сумішевого палива на номінальному режимі роботи дизеля K6S310DR (6ЧН 31/36) тепловоза ЧМЕ3

Параметр	Склад сумішевого палива										
	ДТ літнє	95%ДТ+5%CH_4	90%ДТ+10%CH_4	80%ДТ+20%CH_4	70%ДТ+30%CH_4	60%ДТ+40%CH_4	50%ДТ+50%CH_4	40%ДТ+60%CH_4	30%ДТ+70%CH_4	20%ДТ+80%CH_4	10%ДТ+90%CH_4
Нижча теплота згоряння H_u, МДж/м^3	33,06	33,71	33,83	34,06	34,28	34,51	34,74	34,97	35,2	35,42	35,65
Коефіцієнт компонентного складу K_0	—	0,92	0,93	0,94	0,96	0,98	1,0	1,02	1,04	1,06	1,08
Відношення $\frac{H_{u_{ДТ}}}{H_{u_{ПГ}}}$	—	0,981	0,977	0,971	0,964	0,958	0,952	0,945	0,939	0,933	0,927
Обсяг палива на один цикл V_m, (м^3·10^{-6})	1,81	1,72	1,629	1,448	1,267	1,086	0,905	0,724	0,543	0,362	0,181
Обсяг природного газу на один цикл $V_{ПГ}$, (м^3·10^{-6})	—	88,4	176,8	353,6	530,4	707,2	884	1060,8	1237,6	1414,1	1591,2
Маса палива на один цикл $q_ц$, гр	1,52	1,44	1,37	1,22	1,06	0,91	0,76	0,61	0,46	0,31	0,15

2.3 Оцінка об'ємів та складу продуктів згоряння при роботі на альтернативному паливі

В основу розроблюваної методики покладено метод рівноважного складу, що передбачає рівність кількості атомів однойменних елементів, що вступають в реакцію окислення кількості атомів цих же елементів в кінцевих продуктах окислення [9].

При розробці методу рівноважного складу прийнято, що в складі відпрацьованих газів при згорянні палива складу C+H+S+O=1 в ДВЗ містяться 36 стійких елементів. Для визначення змісту зазначених вище компонентів використовуються чотири рівняння матеріального балансу, складені на основі незмінності кількості атомів окремих елементів в ході реакції. Число атомів відповідних елементів виражено через парціальні тиску.

Зв'язок між повним тиском суміші в камері згоряння і парціальними тисками окремих компонентів задана в моделі рівнянням Дальтона. Значення парціальних тисків окремих продуктів згоряння визначається по відомій температурі згоряння з використанням констант рівноваги реакцій дисоціації газів. Константи рівноваги K_i для i-го продукту згоряння визначаються з логарифмічною залежності [22].

Представлена модель розрахунку продуктів згоряння реалізується трьома методами [9]:

- розрахунком продуктів згоряння за максимальними параметрами робочого циклу: T_{zmax}, P_{zmax}, V_z, α, розрахованим при моделюванні робочого процесу з використанням будь-якого закону вигоряння палива;

- розрахунком продуктів згоряння по максимальному тиску згоряння P_{zmax} і відповідної йому температурі згоряння T_{zmax};

- послідовним підсумовуванням кількості продуктів згоряння по інтервалах часу (куту повороту колінчастого валу) від початку процесу згоряння φ_z=0 до закінчення згоряння $\varphi_z = \varphi_z$ з поточними значеннями тиску, температури, частки згорілого палива і обсягу для розрахункового інтервалу $\varphi_{i-1} - \varphi_i$.

При реалізації цього методу враховано, що кількість окислів азоту «загартовується» на рівні максимальної температури циклу.

Для розробки методики на підставі моделі було прийнято допущення, що при виконанні розрахунків передбачається, що вміст сірки в паливі дорівнює нулю, крім того, на підставі запропонованої хіміко-кінетичної моделі і при вивченні різних джерел кількість продуктів згоряння палива, було прийнято

рівним 13 елементам. До них відносяться O, O_2, O_3, H, H_2, OH, H_2O, C, CO, CO_2, N_2, NO, NO_2. Для визначення змісту зазначених речовин в продуктах згоряння використовуємо три рівняння матеріального балансу

$$\alpha SC = \alpha pSO, \tag{2.50}$$

$$\beta p = \frac{SO}{SN}. \tag{2.51}$$

$$\gamma p = \frac{SC}{SH}. \tag{2.52}$$

де SO, SN, SC, SH – число атомів відповідного елемента.

Тепер висловивши число атомів відповідних елементів через парціальні тиски отримуємо

$$\begin{gathered}\alpha p\left(PO + 2PO_2 + 3PO_3 + POH + PH_2O + PCO + 2PCO_2 + PNO + 2PNO_2\right) = \\ = \alpha\left(PC + PCO + PCO_2\right)\end{gathered}. \tag{2.53}$$

$$\begin{gathered}\beta p\left(PNO_2 + 2PN_2 + PNO\right) = PO + 2PO_2 + 3PO_3 + POH + \\ + PCO + 2PCO_2 + PNO + 2PNO_2\end{gathered}. \tag{2.54}$$

$$\gamma p\left(PH + 2PH_2 + POH + 2PH_2O\right) = PC + PCO + PCO_2. \tag{2.55}$$

Для суміші природного газу і дизельного палива значення констант αр, βр, γр необхідно вивести з стехиометричного рівняння [23]

$$xC + yH + zO + wH = nCO_2 + mH_2O + pN_2, \tag{2.56}$$

де $x=n$, $y=2m$, $z=2n+m=2x+y/2$.

Звідси

$$\gamma p = \frac{x}{y};\ \alpha p = \frac{1}{\left(2 + \frac{1}{2}\gamma p\right)}, \tag{2.57}$$

Для природного газу значення цих констант

$$\gamma p = \eta_{ПГ} 0{,}375\,, \tag{2.58}$$

$$\alpha p = \eta_{ПГ} 0{,}3\,, \tag{2.59}$$

де $\eta_{пг}$ – частка природного газу в суміші з дизельним паливом. Для дизельного палива значення цих констант

$$\gamma p = \eta_{Д} 0{,}467\,, \tag{2.60}$$

$$\alpha p = \eta_{ПГ} 0{,}326\,, \tag{2.61}$$

де $\eta_{д}$ – частка дизельного палива в суміші з природним газом. Значення константи βр для природного газу і дизельного палива залишається незмінним β_p=0,266.

Задамо зв'язок між повним тиском суміші і парціальними тисками окремих компонентів за допомогою рівняння Дальтона

$$\begin{aligned} P = PO + PO_2 + PO_3 + POH + PO_2H + PCO + PCO_2 + PNO + \\ + PNO_2 + PH + PH_2 + PC + PN_2 \end{aligned}. \tag{2.62}$$

Для визначення значень парціальних тисків окремих компонентів входять до продуктів згоряння необхідно знати константи рівноваги реакцій дисоціації газів [24], які наведені в таблиці 2.6

Константи рівноваги K_i визначаються за виразом [22]

$$\begin{aligned} \lg K_i = K0 + K'\ln X + K_{-2}X_{-2} + K_{-1}X_{-1} + K2X2 + K3X3 + \\ + K4X4 + K5X5 + K6X6 + K7X7 \end{aligned}, \tag{2.63}$$

де X=T_z/1000 – температура згоряння палива, К.

Значення коефіцієнтів для логарифмів констант рівноваги реакцій дисоціації газів [22,24] представлені в таблиці 2.7.

Таблиця 2.6 – Константи рівноваги хімічних реакцій

Хімічна формула *i*-го продукту згоряння	Молярна маса, кг/моль	Енергія дисоціації, ккал/кмоль	Константи рівноваги, K_i
O_2	32	117973	PO_2/PO_2
O_3	8	141829	PO_3/PO_3
H_2	2	103264	PH_2/PH_2
OH	17	101361	POPH/POH
H_2O	18	219361	PH_2PO/PH_2O
CO	28	255790	PCPO/PCO
CO_2	44	381543	$PCPO_2/PCO_2$
N_2	28	225072	PN_2/PN_2
NO	30	150043	PNPO/PNO
NO_2	46	221843	$PNPO_2/PNO_2$

Обсяг продуктів згоряння суміші дизельного палива і природного газу в дизелі визначається в результаті рішення рівнянь (2.53) – (2.55), для чого доцільно прийняти наступні позначення: тиск молекулярного кисню PO позначимо через A2; молекулярного водню PH – через B2; атомарного вуглецю PC – через D; атомарного азоту PN – через F2.

Таблиця 2.7 – Коефіцієнти для визначення констант рівноваги реакцій дисоціації газів

	Значення коефіцієнтів										
	К0	К	К-2 104	К-1	К1	К2	К3	К4	К5	К6	К7
O_2	9,113	1,045	0,207	-2,578	-6,673	15,829	29,638	29,092	-0,422	-24,562	14,941
O_3	16,619	1,233	2,793	-3,139	-8,551	20,058	-34,164	28,841	6,999	-33,010	18,080
H_2	6,352	0,519	0,118	-2,261	2,476	-10,748	21,845	-21,989	2,787	13,607	-8,355
OH	6,179	0,584	0,038	-2,218	2,053	-11,382	26,755	-31,666	9,942	14,718	-11,224
H_2O	15,106	1,771	-0,202	-4,790	-2,391	-6,843	23,284	-30,605	10,471	13,97	-10,93
CO	9,236	1,067	-0,505	-5,583	-4,862	7,399	-7,075	0,657	7,261	-7,846	2,686
CO_2	19,11	1,752	1,345	-8,345	-11,88	23,217	-34,186	25,55	6,886	-27,32	14,27
N_2	8,87	1,076	-0,888	-4,904	-4,786	7,799	-9,763	5,572	4,096	-7,551	2,923
NO	8,533	1,131	-0,633	-3,265	-6,514	13,633	-21,981	18,856	1,434	-15,983	8,812
NO_2	18,051	1,950	0,934	-4,856	-14,36	32,624	-56,384	49,380	3,595	-42,200	23,540

На підставі прийнятих позначень вирази мають вигляд

$$PO_2 = A2,\ PH_2 = B2\,. \tag{2.64}$$

$$PO = A(KO_2)0{,}5\,. \tag{2.65}$$

$$PO_3 = {A3(KO_2)1{,}5}\big/{KO_3}\,. \tag{2.66}$$

$$PH = B(KH_2)0{,}5\,. \tag{2.67}$$

$$POH = {AB(KO_2KH_2)0{,}5}\big/{KOH}\,. \tag{2.68}$$

$$PH_2O = {AB2KH_2(KO_2)0{,}5}\big/{KH_2O}\,. \tag{2.69}$$

$$PC = D\,. \tag{2.70}$$

$$PCO = {AD(KO_2)0{,}5}\big/{KCO}\,. \tag{2.71}$$

$$PCo_2 = {A2DKO_2}\big/{KCO_2}\,. \tag{2.72}$$

$$PN = F\,. \tag{2.73}$$

$$PN_2 = {F2}\big/{KN_2}\,. \tag{2.74}$$

$$PNO = {AF(KO_2)0{,}5}\big/{KNO}\,. \tag{2.75}$$

$$PNO_2 = {A2FKO_2}\big/{KNO_2}\,. \tag{2.76}$$

З урахуванням виразів (2.64) – (2.76) рівняння (2.53) – (2.55) приймуть вигляд

$$\alpha p\left(\begin{array}{c} A(KO_2)0{,}5 + 2A2 + 3A3(KO_2)1{,}5/KO_3 + + AB(KO_2KH_2)0{,}5/KOH + \\ AB2KH_2(KO_2)0{,}5/KH_2O + AD(KO_2)0{,}5/KCO + 2A2DKO_2/KCO_2 + \\ AF(KO_2)0{,}5/KNO + 2A2FKO_2/KNO_2 \end{array}\right) = \\ = \alpha\left(D + AD(KO_2)0{,}5/KCO + A2DKO_2/KCO_2\right) \tag{2.77}$$

$$\beta p\left(2F2/KN_2 + AF(KO_2)0{,}5/KNO + A2FKO_2/KNO_2\right) = \\ = A(KO_2)0{,}5 + 2A2 + 3A3(KO_2)1{,}5/KO_3 + AB(KO_2KH_2)0{,}5/KOH + \\ + AB2KH_2(KO_2)0{,}5/KH_2O + AD(KO_2)0{,}5/KCO + 2A2DKO_2/KCO_2 + \\ + AF(KO_2)0{,}5/KNO + 2A2FKO_2/KNO_2 \tag{2.78}$$

$$\gamma p\left(B\left(KH_2\right)0{,}5+2B2+AB\left(KO_2KH_2\right)0{,}5\right)/KOH+2AB2KH_2\left(KO_2\right)0{,}5/KH_2O= \\ =D+AD\left(KO_2\right)0{,}5/KCO+A2DKO_2KCO_2 \quad (2.79)$$

$$P=A\left(KO_2\right)0{,}5+A2+A3\left(KO_2\right)1{,}5/KO_3+AB\left(KO_2KH_2\right)0{,}5/KOH+ \\ +AB2KH_2\left(KO_2\right)0{,}5/KH_2O+AD\left(KO_2\right)0{,}5/KCO+2A2DKO_2/KCO_2+ \\ +AF\left(KO_2\right)0{,}5/KNO+A2FKO_2/KNO_2+B\left(KH_2\right)0{,}5+B2+D+F2/KN_2 \quad (2.80)$$

Спільне рішення рівнянь (2.77) – (2.80) щодо невідомих A, B, D, F виконувалася ітераційним методом шляхом послідовного визначення і уточнення наближених значень. За відомими значеннями A, B, D, F використовуючи співвідношення (2.64) – (2.76), визначаються парціальні тиски продуктів згоряння (P_i, Па) і, за умови сталості температури і об'єму суміші в дизелі в процесі згоряння, визначається відносний обсяг кожного компонента суміші, Па

$$P_i=\frac{PV_i}{V_{n.c.}}. \quad (2.81)$$

де $V_{n.c.}$ – обсяг продуктів згоряння, відповідний кінця видимого згоряння, м^3;

V_i – обсяг, займаний і-м продуктом згоряння, м^3;

P – тиск суміші продуктів згоряння, що відповідає максимальному тиску згоряння, МПа.

Маса продуктів згоряння визначається за рівнянням стану газів, кг

$$P_iV_{n.c.}=\frac{m_iRT}{\mu_i}. \quad (2.82)$$

де m_i – маса і-го продукту згоряння, кг;

R – універсальна газова постійна, Дж/(кмоль·К);

μ_i – молярна маса і-го продукту згоряння, кг/моль.

Для розрахунку за даною методикою відпрацьованих газів необхідно проводити в залежності від температури згоряння палива T_z, від тиску суміші в камері згоряння P і від коефіцієнта надлишку повітря α.

Розглянута методика розрахунку рівноважного складу продуктів згоряння може бути застосована для аналізу виділяються токсичних речовин при згорянні в циліндрі дизеля дизельного палива з добавкою природного газу. Причому вона дозволяє розраховувати кількість продуктів згоряння не тільки при фіксованій кількості добавки природного газу до дизельного палива, але і дозволяє вести розрахунок при варіюванні кількості природного газу.

2.4 Розрахунок індикаторних та ефективних показників роботи дизеля

Індикаторний коефіцієнт корисної дії з урахуванням добавки природного газу до дизельного палива буде визначатися за формулою

$$\eta_i = \frac{1{,}985\left(1+\alpha L_{0_{ДТ}}\right)t_0 p_i}{\eta_v p_0\left(22{,}4H_{u_Г}+gH_{u_{ДТ}}\right)}. \qquad (2.83)$$

де p_i – середній індикаторний тиск, МПа;

η_v – коефіцієнт наповнення циліндрів дизеля.

Питома індикаторний витрата природного газу, м^3/кВт

$$V_i = 3600\frac{(1-q)}{\eta_i H_u}. \qquad (2.84)$$

Питома індикаторний витрата дизельного палива гр/(кВт·год)

$$g_i = 3600\frac{q}{\eta_i H_u}. \qquad (2.85)$$

Питома витрата природного газу, м^3/кВт

$$V_e = 3600\frac{(1-q)}{\eta_e H_u}. \quad (2.86)$$

де η_e – ефективний коефіцієнт корисної дії дизеля.

Питома ефективна витрата дизельного палива, гр/(кВт·год)

$$g_i = 3600\frac{q}{\eta_e H_u \xi}. \quad (2.87)$$

де ξ – коефіцієнт ефективності згоряння;

ψ і δ – коефіцієнти використання і виділення теплоти.

Ефективна потужність дизеля з урахуванням добавки природного газу до дизельного палива буде визначатися за формулою

$$N_e = \frac{p_e V_h n_\partial z}{30i}. \quad (2.88)$$

де p_e – середнє ефективне тиск, МПа;

V_h – робочий об'єм циліндра, м^3;

n_∂ – частота обертання колінчастого вала, хв$^{-1}$;

z – число циліндрів дизеля;

i – кількість тактів.

3 Практичні аспекти конвертації тепловозних дизелів для роботи за газодизельним циклом

3.1 Технічні вимоги до модернізації двигунів та обґрунтування конструкції змішувального пристрою

При конвертації дизелів тепловозів на сумішне паливо його займання здійснюється форкамерним запалюванням, або запальною дозою рідкого дизельного палива. До теперішнього часу в газових двигунах не знайшов застосування метод займання від стиснення, який використовується в дизелях, хоча спроби здійснити такий процес робилися. Основним ускладненням при здійсненні циклу із запалюванням від стиснення на газовому паливі є висока температура самозаймання для природного газу (650-700 °С), що значно перевищує температуру самозаймання дизельних палив (320-380 °С). Як значного наближення до такого процесу можна розглядати впорскування газового палива в циліндр в кінці процесу стиснення і його займання запальний дозою палива, кількість якої не перевищує 15-20%, що дозволяє використовувати дизелі без зміни ступеня стиснення [24].

При конвертації дизелів на сумішне паливо необхідно враховувати специфічний характер роботи дизелів тепловозів. В експлуатації режими роботи тепловозних дизелів відрізняються великою різноманітністю через різного роду служби тепловозів, ваги поїздів, профілю колії, кліматичних умов і технічного стану тепловоза [15].

До числа основних режимів, що мають місце в експлуатації, можна віднести наступні: сталий (стаціонарний) і несталий (нестаціонарний) режими; перехідний режим при пуску двигуна, розгоні, наборі і скиданні навантаження; режим холостого ходу; номінальний, частковий навантажувальний і швидкісний режими.

Для дизелів магістральних і маневрових тепловозів характерні часті зміни режимів роботи при циклічній зміні навантаження: холостий хід - навантаження - холостий хід. Навіть при русі поїзда по порівняно нескладній ділянці спостерігаються постійні з інтервалом 1-6 хв зміни режимів. При цьому подача палива може збільшуватися до 100%, і відбуваються різкі її скиди. Саме ця часта зміна навантаження є основним фактором при виборі схем переводу дизелів на альтернативне паливо [25].

Крім того, важливими факторами переводу є особливості техніки безпеки і санітарної техніки та ін. Тому основним завданням, яке необхідно вирішити при конвертації дизелів на сумішне паливо, є вибір способу сумішоутворення і займання палива.

При використанні сумішевого палива двигун отримує додаткову систему газоподачі, що включає системи зберігання газового палива, пристрої підготовки газопаливної суміші, системи управління і регулювання. Система газоподачі повинна забезпечувати [24]:

- утворення рівномірної суміші дизельного палива і природного газу з подальшим розподілом її по циліндрах;
- отримання необхідного повітряно-паливного співвідношення;
- автоматичне забезпечення необхідної величини подачі палива при роботі в усьому діапазоні навантажень;
- забезпечення високої якості перехідних процесів;
- малий гідравлічний опір газоповітряного тракту;
- вибухобезпечність;
- легкий і надійний пуск;
- ремонтопридатність;
- простоту конструкції і надійність експлуатації.

Для попередження можливих вибухів горючої суміші перекриття фаз газорозподілу у газових двигунів зменшують, а в змішувальних пристроях в ряді випадків передбачають зворотні клапани. Основні елементи системи подачі палива:

- газові змішувачі або змішувальні клапани;

- елементи регулювання подачі палива;

- впускні газові клапани;

- регулятори і редуктори тиску;

- вимірювальні пристрої (диференціальні манометри і лічильники);

- прилади контролю температури газу, захисту його комунікацій від підвищеного тиску і вибухів;

- трубопроводи та ресивери, запірна арматура.

Природний газ в дизелях можна застосовувати за принципом змішаного або внутрішнього сумішоутворення. Однак поряд з перевагами внутрішнє сумішоутворення має і недолік, що полягає в труднощі отримання однорідної суміші, що може знижувати ККД дизеля.

3.2 Структурна схема та проект модернізації паливної апаратури локомотива

В основу пропонуємої паливної системи поставлена задача створення паливоподаючої системи дизеля тепловоза для роботи на сумішевому паливі з більш високими експлуатаційними якостями за рахунок автономного управління лініями подачі природного газу і дизельного палива [26].

Запропонована паливна система універсальна і може працювати як на природному компримованому газі, так і на пропані, водні та ін. На рисунку 3.1 приведена система подачі палива дизеля тепловоза для роботи на сумішевих паливі.

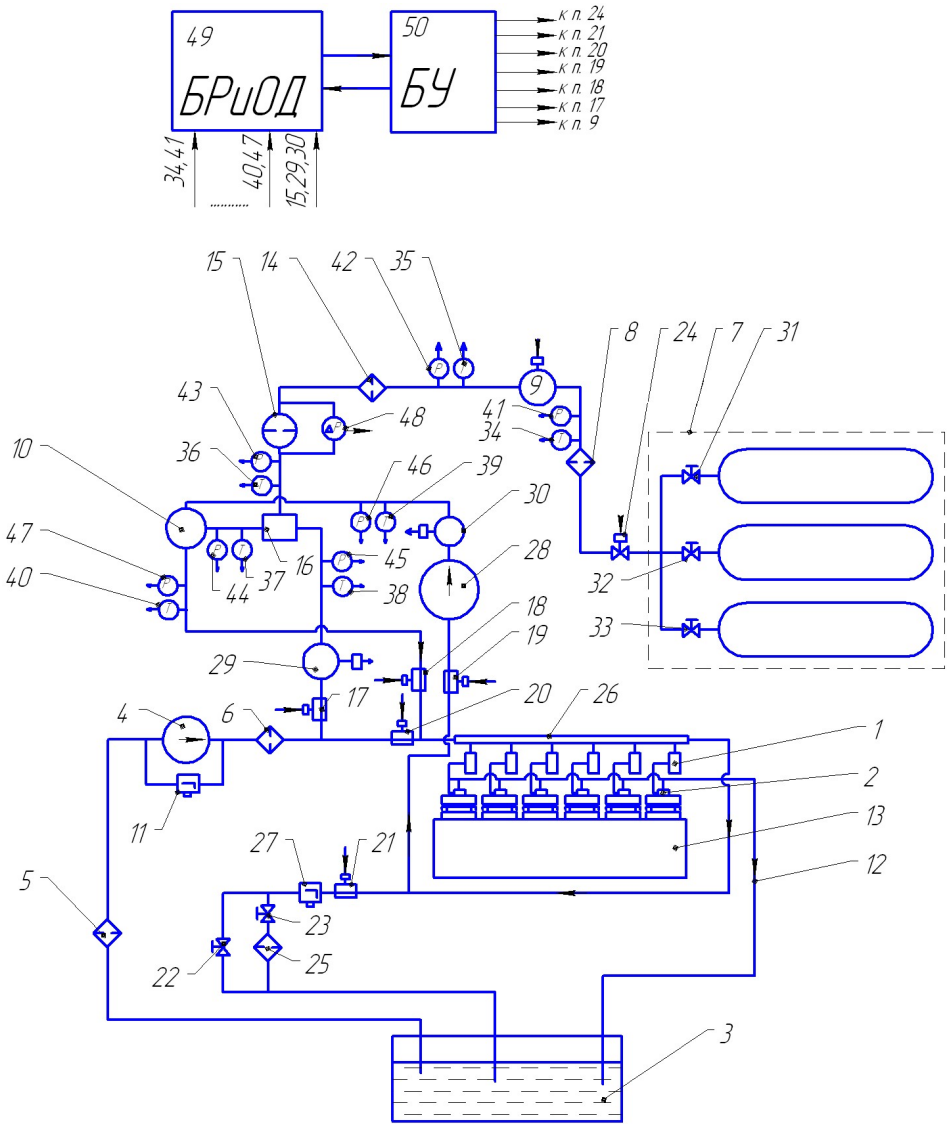


Рисунок 3.1 – Система подачі палива дизеля тепловоза для роботи на сумішевому паливі

Паливна система дизеля містить паливні насоси високого тиску 1, паливні форсунки 2, паливний бак 3, топливопідкачуючий насос 4, фільтр грубої очистки 5, фільтр тонкого очищення 6, балонну рампу, що складається мінімум з трьох балонів 7, фільтр грубої очистки метану 8, редуктор 9, змішувач циркуляційного контуру 10, редуктор тиску 11, лінія витоку дизельного палива 12, дизель 13, фільтр тонкої очистки природного газу 14, електрокерований дросельний витратомір 15, змішувач контуру підживлення 16, електрокеровані клапани 17, 18, 19, 20, 21, вентилі перепуску палива 22, 23, електрокерований

клапан рампи 24, паливний підігрівач 25, паливний колектор 26, підпірний клапан 27, що підкачує насос суміші 28, витратомір 29, 30, ручні запірні вентилі 31, 32, 33, перша пара датчиків температури і тиску 34, 41, друга пара датчиків температури і тиску 35, 42, третя пара датчиків температури і тиску 36, 43, четверта пара датчиків температури і тиску 37, 44, п'ята пара датчиків температури і тиску 38, 45, шоста пара датчиків температури і тиску 39, 46, сьома пара датчиків температури і тиску 40, 47, датчик перепаду тиску 48, блок реєстрації та обробки даних 49, блок управління 50.

Система подачі палива дизеля тепловоза для роботи на сумішевому паливі працює наступним чином. При роботі системи на дизельному паливі, що надходять з паливного бака 3 та проходять через фільтр грубого очищення 5 і паливопідкачуючий насос 4 з редукційним клапаном 11, надходить на фільтр тонкого очищення 6 через нормально відкритий електрокерований клапан 20, 21, а електрокеровані клапани 17, 18, 19 закриті. Надлишки палива з паливного колектора 26 повертаються в паливний бак, проходячи по лінії оснащеної підігрівачем 25, вентилями перепуску 22, 23 і підпірною клапаном 27. У такому положенні система працює тільки на дизельному паливі.

При переході на двопаливну суміш дизельне паливо забирається з бака 3 насосом, що підкачує суміші 28, відкривають електрокеровані клапани 17, 18, 19 і закривають електрокеровані клапани 20, 21. В якості другого палива використовується компримірованний газ з балонної рампи 7, яка складається з не менше трьох балонів зі стисненим природним газом до 300 бар з запірними вентилями 31, 32, 33 на кожному балоні і електрокерованим клапаном 24 на виході балонної рампи, який з'єднаний з блоком управління 50 і регулюється редуктором 9, з встановленої першою парою датчиків 34, 41 в блоці реєстрації і обробки даних 49, а електрокерованим дросельним витратоміром 15, перед яким третя пара датчиків 36, 43 фіксує показники температури і тиску, що передаються через блок реєстрації та обробки даних 49, а датчиком перепаду тиску 48 контролюють подачу газу, що проходить по контуру через фільтр грубого 8 і тонкої 14 очистки, в процентах по відношенню до витрати

дизельного то Пліва, що надходить в циркуляційний контур через електрокерований клапан 17, а друга пара датчиків 35, 42 фіксує показники температури і тиску, передають свідчення в блок реєстрації та обробки даних 49. Витрата дизельного палива вимірюється витратомірами 29, 30. Витоки дизельного палива з паливних форсунок збираються і через лінію витоку дизельного палива 12 надходять в паливний бак.

Газопаливна суміш з паливного колектора 26 подається в паливний насос високого тиску 1 через форсунки 2, частково подається в циліндри дизеля 13, шоста пара датчиків 39, 46 фіксує показники температури і тиску, що передаються через блок реєстрації та обробки даних 49. За допомогою насоса 28 газопаливна суміш частково повертається на вхід змішувача контуру підживлення 16, п'ятою парою датчиків 38, 45 фіксуються показники температури і тиску, що передаються в блок реєстрації та обробки даних 49, а на виході змішувача контуру підживлення підмішується до газотопливної суміші, що надходить із змішувача циркуляційного контуру 10, на виході якого встановлена четверта пара датчиків 37, 44, які фіксують показники температури і тиску, що передаються в блок реєстрації та обробки даних 49 і через електрокерований клапан надходить на вхід колектора. Далі процес повторюється. Для очищення паливної системи від сумішевого палива дизель деякий час працює з таким становищем елементів. Потім відкривають електрокеровані клапани 20, 21 відключають насос, що підкачує суміші 28, закривають електрокеровані клапани 17, 18, 19, а сьома пара датчиків 40, 47 фіксує показники температури і тиску, що передаються в блок реєстрації та обробки даних 49. Зміна режимів роботи системи забезпечується електрокерованими клапанами 17, 18, 19, 20, 21, 24, блоком реєстрації та обробки даних 49 і блоком управління 50.

Пропонуєма система подачі палива дозволяє поліпшити змішування дизельного палива і природного газу до подачі в циліндри дизеля, тим самим вирішується проблема підвищення економічності дизелів тепловозів при

застосуванні сумішевого палива з урахуванням конструктивних і експлуатаційних факторів.

Для реалізації способу подачі природного газу безпосередньо в дизельне паливо і отримання високодисперсної однорідної емульсії пропонується застосовувати переміщуючий пристрій (змішувач циркуляційного контуру), який входить в систему подачі палива [26].

На рисунку 3.2. приведена конструкція перемішуючого пристрою.

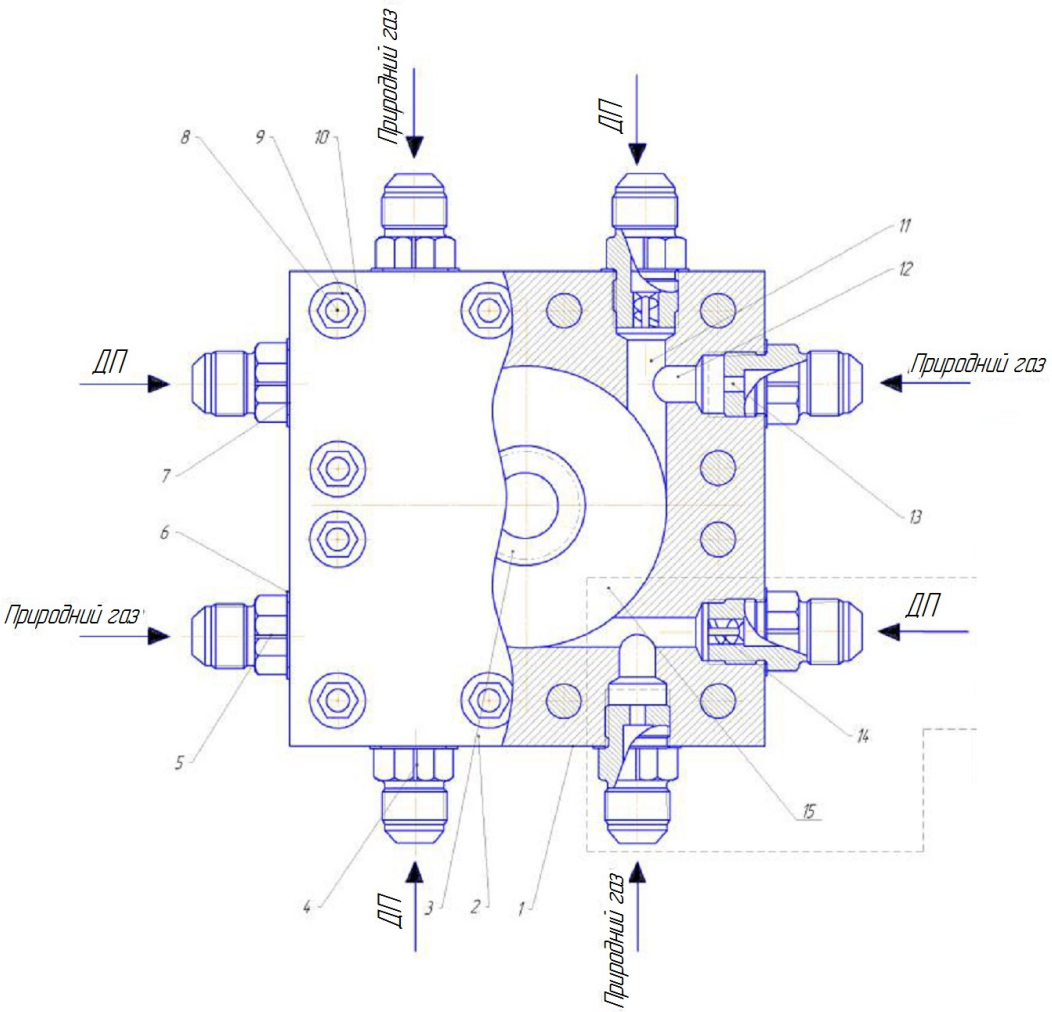


Рисунок 3.2 – Конструкція перемішуючого пристрою

Корпус перемішуючого пристрою, 1 виконаний багатогранним з кількістю граней, пропорційною до кількості перемішуючих компонентів, при цьому коефіцієнт пропорційності більше або дорівнює двом. По осі корпусу 1

виконана циліндрична камера закручування 15, що утворюється внутрішньою циліндричною поверхнею корпусу 1, торцем корпусу і кришкою 2, для кріплення якої встановлені болти 8, гайки 9, ущільнювальні шайби 10. На кожній грані корпусу 1 виконано не менше двох груп тангенциально розташованих до внутрішньої циліндричної поверхні корпусу отворів 11, що чергуються, в які встановлені штуцери-жиклери 4 для подачі дизельного палива з шнековими завіхрювачами 14 і отворів 12, розташованих перпендикулярно тангенциально розташованим отворам 11, в які встановлені штуцери-жиклери 5 для подачі природного газу.

Перемішуючий пристрій працює таким чином. Паливо через штуцери-жиклери 4 з кільцями ущільнювачів штуцерів для подачі палива 7 з шнековими Завихрювачі 14 і газ через штуцери-жиклери 5 з кільцями ущільнювачів для подачі природного газу 6 з жиклерами 13 надходять з напірних трубопроводів в циліндричну камеру закручування 15. При цьому струмені рідини в шнекових завихрювачах 14 закручуються і інтенсивно перемішуються із струменями природного газу за рахунок гідродинамічного перемішування потоків в закрученої системі, під дією зсувних напружень і об'ємних сил інерції. При русі струменів дизельного палива і природного газу в тангенциально розташованих отворах 11 за рахунок ефекту ежекції виникає циркуляційний рух потоку навколо струменів, яке перемішує потоки компонентів. На циліндричній поверхні камери закручування 15 перемішані струменя дизельного палива і природного газу чергуються по висоті і взаємодіють один з одним, утворюючи єдиний закручений потік. У камері закручування потоки перемішуються і на виході з камери закручування в штуцері-соплі 3, встановленому в торцевій стінці корпусу 1 виходить однорідний перемішаний потік газорідинної емульсії.

Конструкція змішувача дозволяє підвищити ступінь однорідності сумішевого палива при перемішуванні, підвищити ефективність енергетичних установок, за рахунок циліндричної камери закручування і чергування

тангенційно розташованих отворів з штуцерами-жиклерами подачі дизельного палива і газу, в яких встановлені шнекові завихрювачі.

В роботі [27] оцінена розчинність природного газу в дизельному паливі на рівні $m_{ПГ}$=0,1-0,12%. В роботі [28] розчинність природного газу в вуглеводневому паливі при температурі 25 ^{o}C і парціальному тиску 1 атм оцінюється величиною $m_{ПГ}$=0,14%. Відповідно до закону Генрі розчинність природного газу збільшується пропорційно збільшенню тиску.

У програмному комплексі SolidWorks з використанням модуля газодинамічного аналізу Flow Simulations був проведений розрахунок швидкостей дизельного палива і природного газу всередині змішувача, побудована діаграма розподілу швидкостей і траєкторій руху змішуваного потоку (рисунок 3.3).

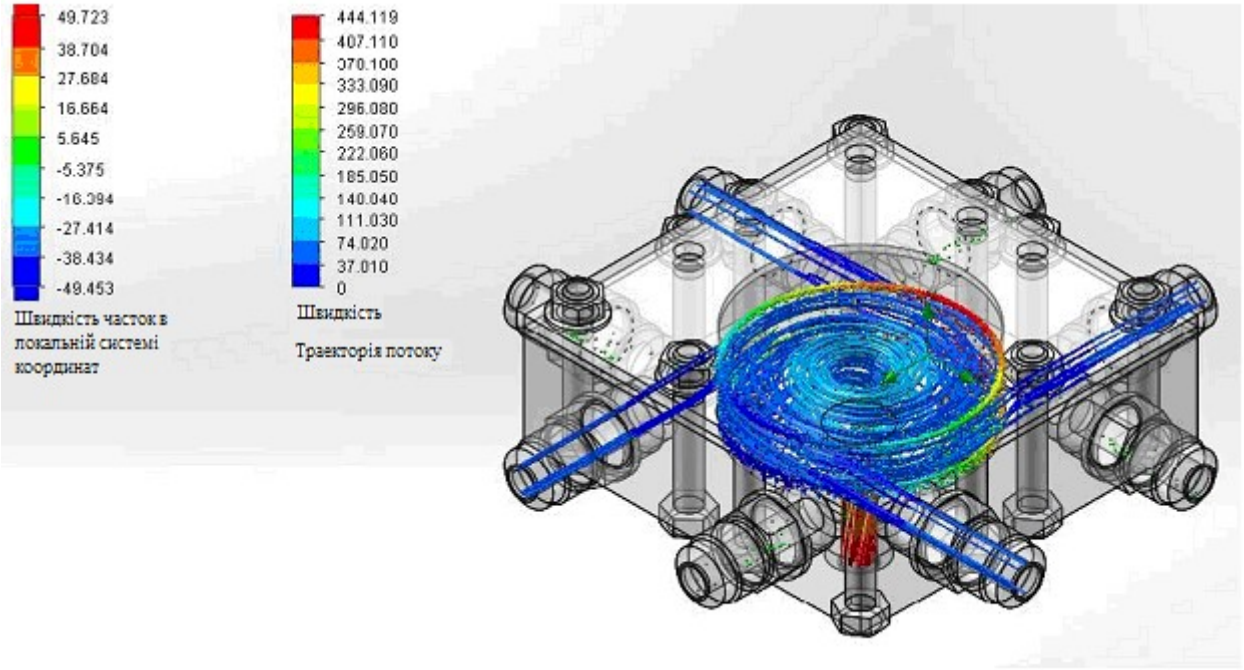


Рисунок 3.3 – Розподіл потоків дизельного палива і природного газу в перемішуючому пристрої

Дійсна швидкість витікання менше теоретичної внаслідок втрат на тертя. Ці втрати враховуються в коефіцієнті витрати μ, значення якого лежать в межах μ=0,62−0,8.

Конструкція змішувача дозволяє підвищити ступінь однорідності багатокомпонентних сумішей газів і рідин при перемішуванні різних середовищ, в тому числі багатокомпонентних емульсій, підвищити на 3-7% ефективність енергетичних установок, зменшити габарити і скоротити енерговитрати.

3.3 Оцінка впливу двопаливного режиму на експлуатаційні характеристики дизеля 6ЧН 31/36

Енергетичні та фізичні показники природного газу (метану), що використовується в якості моторного палива, забезпечують ряд термодинамічних переваг в порівнянні з дизельним. За вітчизняним і зарубіжним даними при експлуатації дизелів на природному газі викиди токсичних речовин зменшуються по вуглеводневим складовим і окислам азоту в 1,5-2,0 рази. При переході на газодизельний процес значно знижується димність, підвищується економічність газодизельних двигунів (на 2-5%), збільшується ресурс, міжремонтний пробіг і термін служби моторного масла (на 20-40%).

Найважливішими є ті показники природного газу, які визначають перебіг робочого процесу в дизелі, тобто власні моторні властивості палива. З рухових якостей, в першу чергу, звертають увагу на енергетичні можливості палива, які оцінюють теплотою згоряння. Інтерес також представляють відмінності енергетичних властивостей природного газу від дизельного палива, а саме усереднені значення цетанового числа, питомої теплоти згорання,

стехіометричної відносини (кількість повітря, необхідного для повного згоряння палива), теплоти згорання стехіометричної суміші.

Теплота згоряння не є сама по собі параметром, який прямо впливає на показники роботи дизеля. На показники потужності робочого процесу дизеля впливає теплота згоряння паливоповітряної суміші, що надходить в дизель. Найбільшу потужність слід очікувати при інших рівних умовах від двигуна, що використовує суміш, що виділяє при згорянні найбільшу кількість тепла в одиниці об'єму.

Якщо справедливо умова, що найбільша повнота згоряння має місце при горінні стехіометричної суміші, то показники потужності двигуна для кожного виду палива визначаються теплотою згоряння саме такої суміші. Однак добре відомо, що максимум потужності при використанні природного газу відповідає стехіометричному складу горючої суміші. Відмінності в значеннях оптимальної по максимуму потужності коефіцієнта надлишку повітря пояснюються більш тонкими відмінностями в фізико-хімічній природі речовин, ніж елементарний склад.

Також найважливішими характеристиками природного газу є: теплохімічні властивості, співвідношення вмісту водню і вуглецю (H/C), розміри і характер будови молекул. У газових видів палива співвідношення «водень-вуглець» становить 2,5-4; молекули хімічно стійкі і прості за будовою. Це забезпечує високоякісне протікання процесу згоряння, роботу двигуна без детонації на відміну від дизельного палива.

Паливна апаратура тепловозів дозволяє якісно розпорошувати паливо в циліндрах дизеля в широкому діапазоні циклових подач: від 0,44 г/цикл на холостому ході до 4,9 г/цикл на номінальному режимі для маневрового тепловоза. При роботі тепловоза по газодизельному циклу циклова подача дизельного палива скорочується в 3-4 рази, що неможливо при холостому ході, тому газотепловози працюють по газодизельному циклу тільки під навантаженням.

При роботі дизеля на паливі, з подачею природного газу, основним завданням дослідження було з'ясування, хімічного впливу, заміщеного природним газом дизельного палива на внутріціліндрові процеси (тиск стиснення і тиск згоряння), витрата палива дизелем і ефективна потужність, шкідливі викиди, як на холостому ходу, так і під навантаженням.

Для реалізації принципу внутрішнього сумішоутворення дизельного палива і природного газу, змішаних на лінії низького тиску з урахуванням конструктивних і експлуатаційних факторів дизеля 6ЧН 31/36 була запропонована система подачі, змішування і дозування природного газу. Природний газ подавався з паливної рампи загальною ємністю 270 літрів з тиском 175 бар з виходом на редуктор, тиск контролюваються по манометру (рисунок 3.4).



Рисунок 3.4 – Паливна рампа

Для подачі природного газу використовуються жиклери з діаметрами отворів 0,71; 1,15; 1,51; 2,05; 2,61 мм (рисунок 3.5).

Жиклери встановлювалися в перехідний штуцер, який вкручується в гніздо паливного колектора (рисунок 3.6).



Рисунок 3.5 – Зовнішній вигляд жиклера в зборі з перехідним штуцером



Рисунок 3.6 – Вид на місце установки виходу паливної рампи

Регулювання подачі дизельного палива здійснювалася за допомогою об'єднаного регулятора числа обертів (ОРЧО). Для автоматизації процесу регулювання подачі газу в системі передбачається установка пневматичних клапанів і електромагнітних клапанів (рисунок 3.7).



Рисунок 3.7 – Пневматичний клапан і електромагнітний клапан

Природний газ подавався в кількості 5% на кожній позиції після реєстрації параметрів при роботі дизеля на дизельному паливі. Для отримання однорідної суміші використовувався диспергатор. (рисунок 3.8)



Рисунок 3.8 – Перемішуючий пристрій (диспергатор)

Оцінювалися такі параметри:

- питома ефективна витрата дизельного палива, (b_e);
- ефективна потужність, (N_e);

- температура відпрацьованих газів, $T_{ог}$;

- тиск згоряння, (P_z);

- тиск стиснення, (P_c);

- викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах: оксиди вуглецю (CO), оксиди азоту (NO_x) і димність $N_{ОГ}$.

Визначення струму і напруга генератора проводилося амперметром і вольтметром класу 0,5. Тиск згоряння P_z визначали за допомогою максиметра з допустимою похибкою 0,03 МПа. Контроль температури відпрацьованих газів після кожного циліндра проводився за допомогою термопар з потенціометром і перемикачем на 8 точок. Рівень димності контролювався за допомогою димоміра ІДС-1, а вміст шкідливих викидів у відпрацьованих газах контролювалося за допомогою газоаналізатора IRM-1400.

Тепловоз працював на змінних режимах по всіх позиціях; паливо – дизельне Л по ГОСТ 305-73; температура охолоджуючої води 80 °С; тиск палива 0,25 МПа, температура масла в картері 75 °С; тиск масла в системі змащення 0,35 МПа.

На всіх етапах проводився контроль питомої ефективної витрати дизельного палива за допомогою струменевого витратоміра палива, що входить в комплекс КИПАРИС, похибка вимірювань складає 0,15%. Сумарна похибка вимірювання напруги – 0,25%, сумарна похибка вимірювання струму – 0,25%.

Також контролювалися: температура охолоджуючої води, тиск палива, температура і тиск масла в системі змащення, які залишилися в межах норми.

На рисунку 3.9 наведені залежності значень коефіцієнта надлишку повітря α при наборі позицій контролера машиніста при заміщенні дизельного палива природним газом. Як видно з графіка значення α з подачею природного газу практично збігаються з α без подачі природного газу, що говорить про відсутність перепаду тисків на елементах уприскування палива. Для уникнення роботи дизеля на збіднених сумішах необхідне коригування системи подачі повітря.

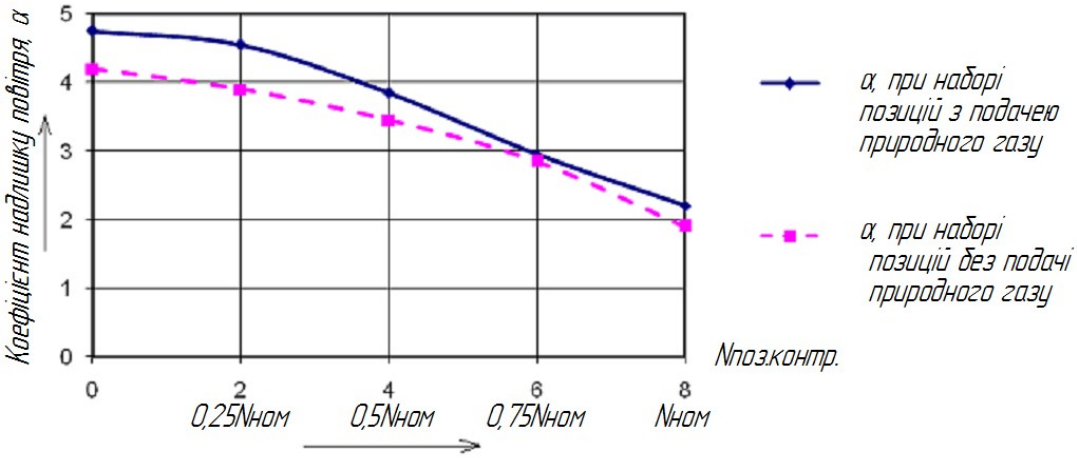


Рисунок 3.9 – Залежність коефіцієнта а від режиму роботи дизеля 6ЧН 31/36 на сумішевому паливі

При зниженні навантаження коефіцієнт надлишку повітря зростає. Це обумовлено, тим, що витрата повітря через дизель знижується в меншій мірі, ніж циклова подача палива.

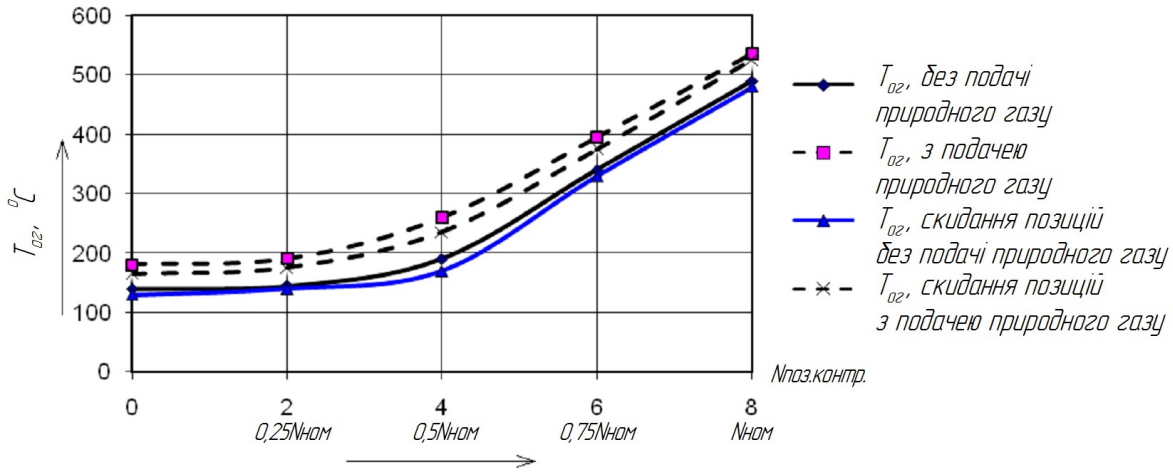


Рисунок 3.10 – Залежність температури відпрацьованих газів $T_{ог}$ від режиму роботи дизеля 6ЧН31 / 36 на сумішевому паливі

Як видно з рисунку 3.10 температура відпрацьованих газів з подачею природного газу підвищилася в середньому на 40-50 °С в залежності від номінальної потужності. Це свідчить про поліпшення процесу горіння.

Слід зазначити також, що середня по циліндрах температура вихлопних газів при заміщенні палива природним газом підвищилася в середньому на 15-20 ^{o}C в залежності від номінальної потужності (рисунок 3.11).

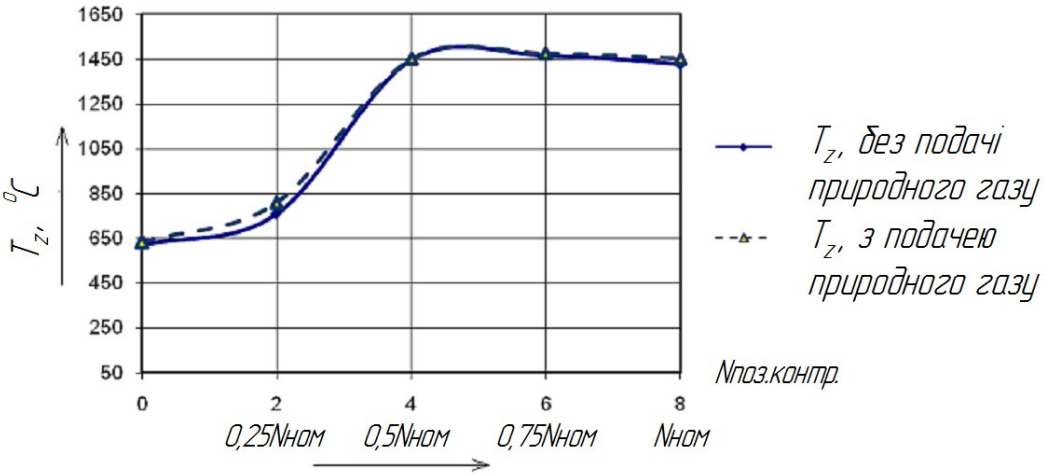


Рисунок 3.11 – Залежність температури по циліндрах T_z від режиму роботи дизеля 6ЧН 31/36 на сумішевому паливі

Також про поліпшення процесу горіння свідчить і деяке підвищення тиску згоряння Pz, яке в середньому склало 2-5% в залежності від номінальної потужності (рисунок 3.12).

Виявлено залежності питомої ефективної витрати дизельного палива дизеля 6ЧН 31/36 при заміщенні дизельного палива природним газом на лінії низького тиску. Як видно з рисунку 3.13, питома ефективна витрата дизельного палива знизилася в середньому на 8-12% в залежності від номінальної потужності дизеля тепловоза.

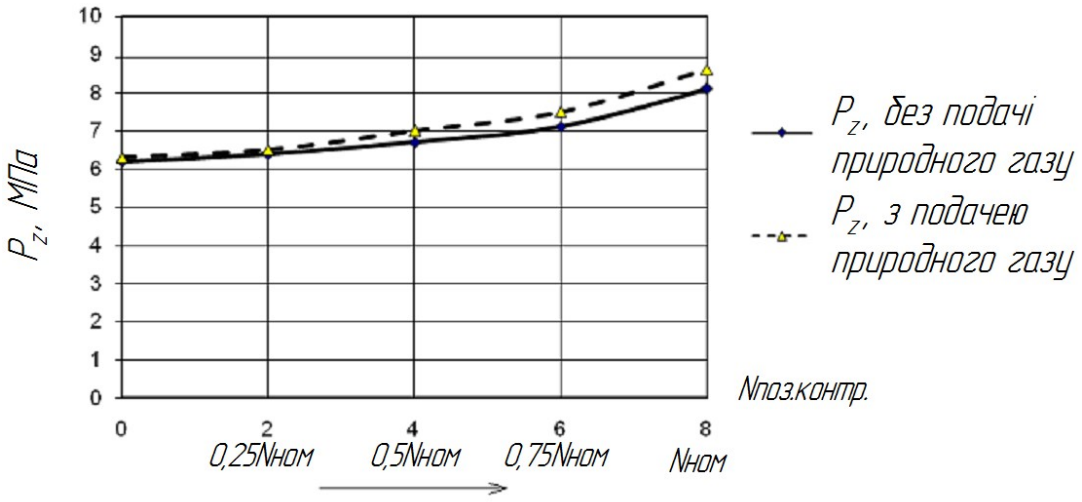


Рисунок 3.12 – Залежність тиску згоряння P_z від режиму роботи дизеля 6ЧН 31/36 на сумішевому паливі

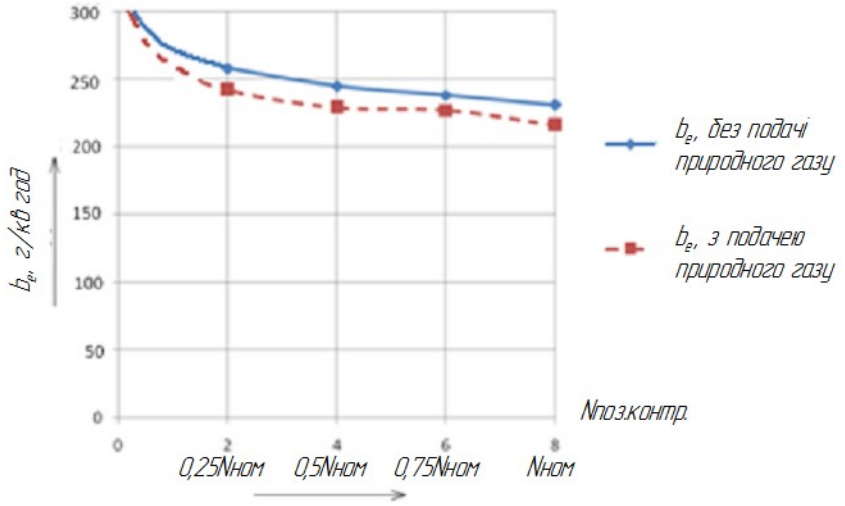


Рисунок 3.13 – Зміна питомої ефективної витрати дизельного палива b_e дизеля 6ЧН 31/36 при роботі на сумішевому паливі

З огляду на 5% -е заміщення дизельного палива природним газом, а також його вартість і більш високу калорійність у порівнянні з дизельним паливом може бути забезпечена значна економія коштів на паливо.

Зменшення питомої ефективної витрати дизельного палива можливе лише на позиціях контролера машиніста, починаючи з 2-ї і вище. На

холостому ходу двигун працює по дизельному циклу, так як процес згоряння природного газу (метану) нестабільний (невисокі температури і тиску робочого циклу).

На рисунку 3.14 представлені залежності зміни потужності при роботі дизеля 6ЧН 31/36 при подачі природного газу до дизельного палива.

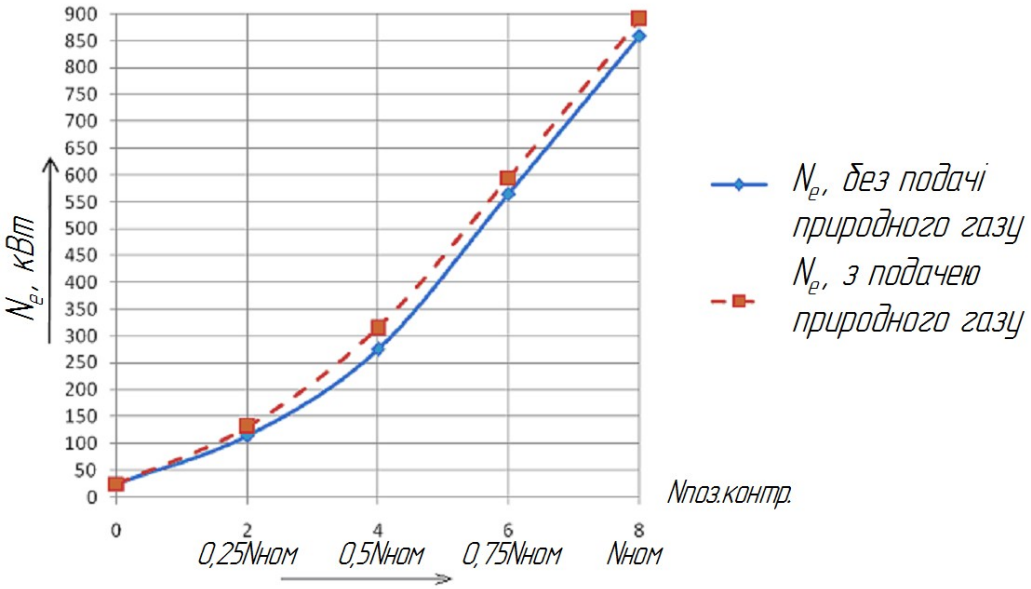


Рисунок 3.14 – Зміна потужності при роботі дизеля 6ЧН 31/36 на сумішевому паливі

Як видно на рисунку 3.14 спостерігається збільшення ефективної потужності дизеля в залежності від позиції контролера машиніста в середньому на 2-4% при подачі природного газу до дизельного палива, не перевищуючи межі паспортних значень, закладених конструкцією дизеля. Незначне підвищення потужності при заміщенні дизельного палива природним газом спостерігається завдяки зростанню теплотворної здатності сумішевого палива.

Аналіз залежностей, представлених на рисунку 3.15 показує, що при 5%-му заміщенні дизельного палива природним газом в залежності від номінальної

потужності дизеля спостерігається зниження шкідливих викидів: СО в середньому на 6-8%, NOx в середньому на 4-6%, а NOГ в середньому на 5-10%.

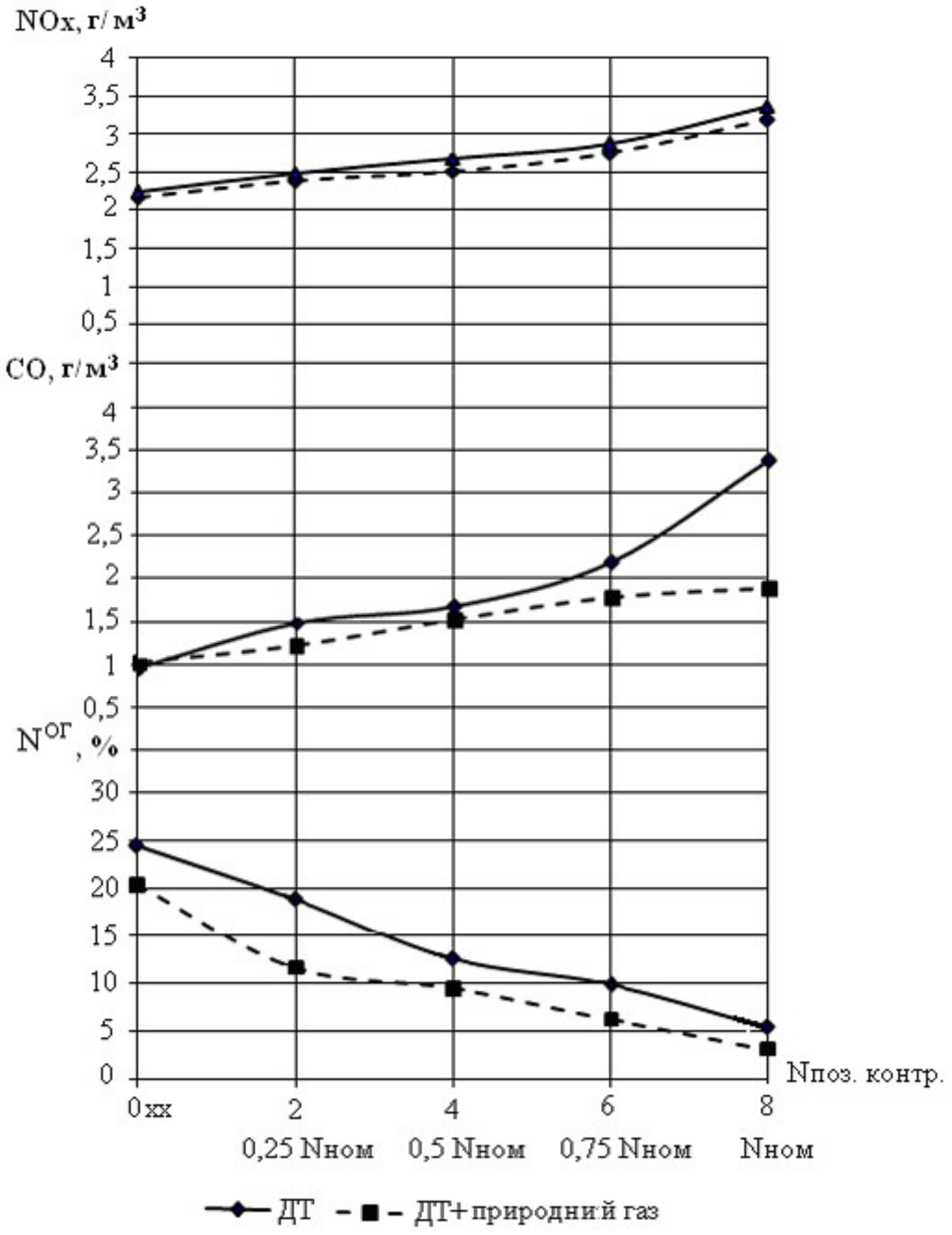


Рисунок 3.15 – Екологічні характеристики дизеля 6ЧН 31/36 при роботі на сумішевих паливі

Порівняльні результати економічності і токсичності дизелів власних, вітчизняних і зарубіжних досліджень при роботі на дизельному паливі і з

добавкою 5% природного газу показують поліпшення паливно-економічних показників [3,5,20] (рисунки 3.16 і 3.17).

Зниження середніх значень показників для всіх дизелів при роботі на номінальному режимі склало: be - на 12%, CO на 12%, NOx на 10%, NOГ на 20% (власні дослідження); be - на 10%, CO на 10%, NOx на 8%, NOГ на 14% (вітчизняні дослідження); be - от6 до 8%, CO від 8 до 10%, NOx від 6 до 10%, NOГ від 12 до 16% (закордонні дослідження).

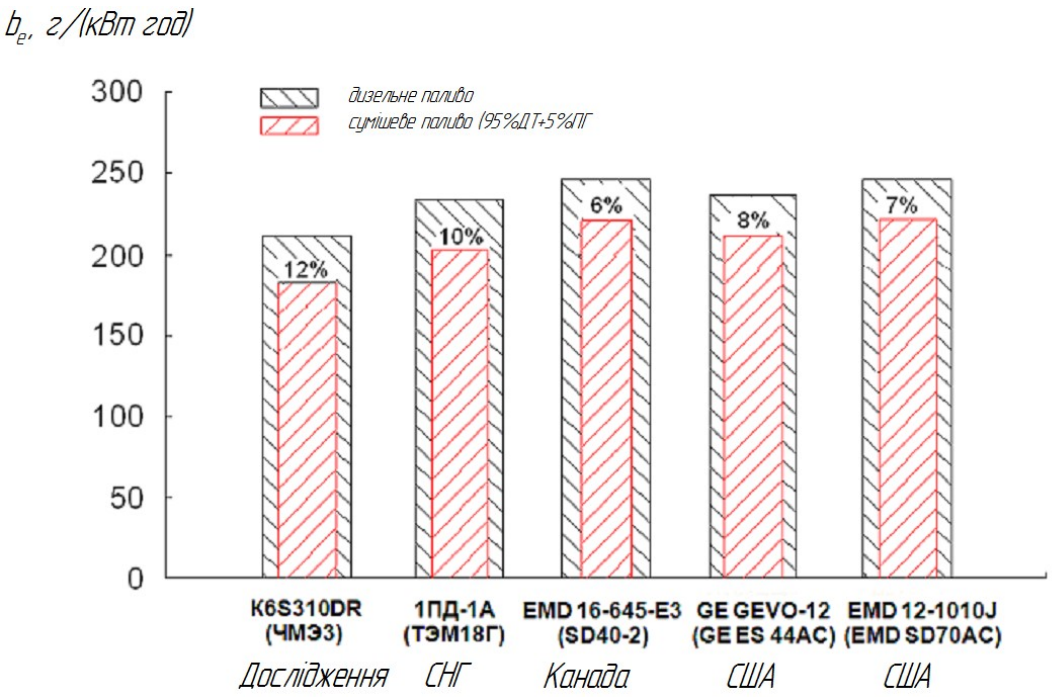


Рисунок 3.16 – Порівняльні результати токсичності дизелів власних, вітчизняних і зарубіжних досліджень при роботі на дизельному паливі і сумішевому (95% ДТ + 5% природного газу)

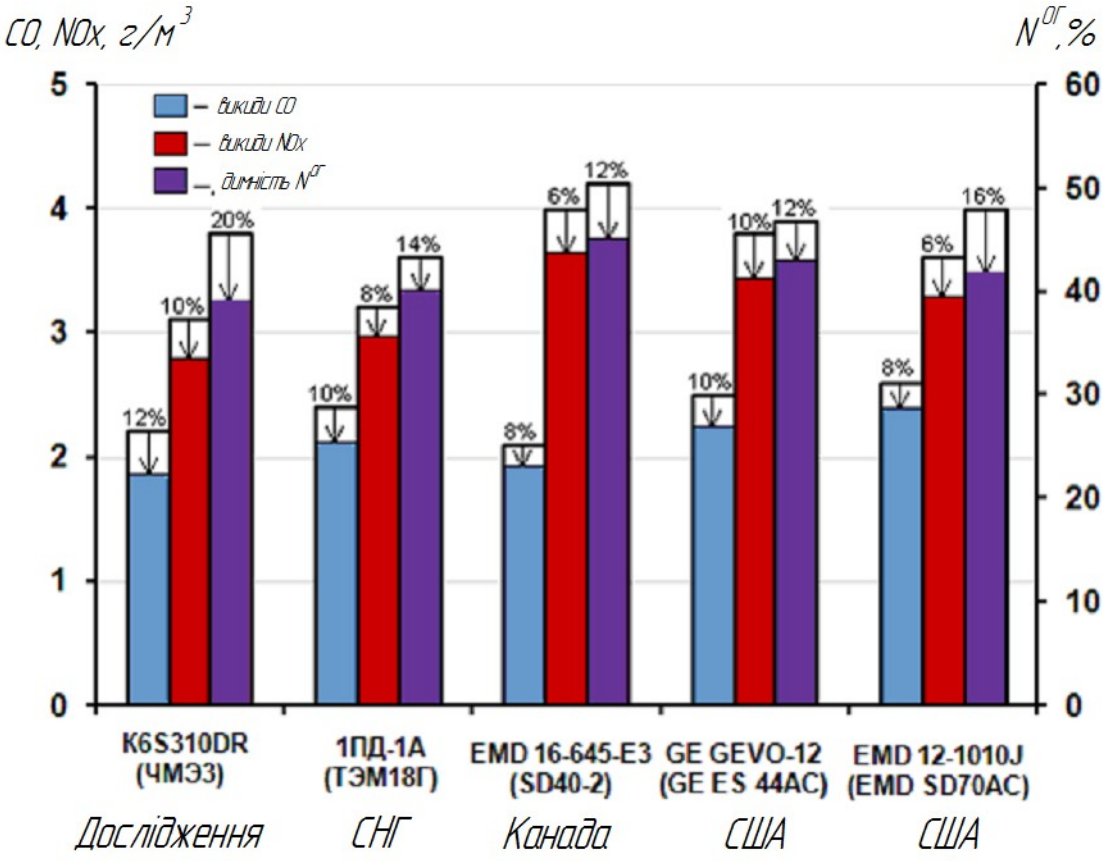


Рисунок 3.17 – Порівняльні результати токсичності дизелів власних, вітчизняних і зарубіжних досліджень при роботі на дизельному паливі і сумішевому (95% ДТ + 5% природного газу)

Таким чином, підвищення показників роботи дизеля 6ЧН 31/36 при роботі на сумішевому паливі досягається за рахунок поліпшення процесу сумішоутворення і згоряння.

На підставі проведених досліджень можна зробити висновок, що подача природного газу до дизельного палива на лінії низького тиску в кількості 5% призводить до змін потужності, витрати палива і рівня шкідливих викидів у відпрацьованих газах при значних відмінностях в характері зміни і рівнях значення параметрів.

3.4 Розрахунок параметрів споживання природного газу та дизельного палива в різних режимах роботи

Як характеристики процесу витрати природного газу $G_{ПГ}$ через жиклер було використано рівняння нерозривності, що представляє собою залежність витрати газу $G_{ПГ}$ від швидкості його закінчення ω, щільності ρ, коефіцієнта витрати жиклера μ і його площі f. При цьому $G_м$ визначається з вираження

$$G_{ПГ} = \mu \cdot f \cdot \omega \cdot \rho . \qquad (3.1)$$

Швидкість витікання газу з отвору жиклера при докритичному режимі розраховується за формулою

$$\omega = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{P_1}{\rho} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} . \qquad (3.2)$$

Справжня швидкість закінчення менше теоретичної внаслідок втрат на тертя. Ці втрати враховуються в коефіцієнті витрати μ, значення якого лежать в межах μ=0,62–0,8. Максимальна швидкість витікання з жиклера при критичному і понад критичному режимах закінчення розраховується за формулами

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{P_1}{\rho} \cdot} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT} , \qquad \beta_{кр} = \frac{P_{кр}}{P_1} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} . \qquad (3.3)$$

Загальне рівняння при критичному і понад критичному режимах закінчення можна виразити відповідно у вигляді

$$G_c = f \cdot \mu \cdot \omega \cdot \rho = f \cdot \varphi \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} P^{ж} \cdot \rho^{ж} \cdot \left(\frac{p_2^{\frac{2}{\kappa}}}{p_1} - \frac{p_2^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}}{p_1} \right)} . \qquad (3.4)$$

$$G_{кр} = f \cdot \mu \cdot (\omega \cdot \rho)_{\max} = f \cdot \varphi \sqrt{\kappa \cdot P^{ж} \cdot \rho^{ж} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} . \qquad (3.4)$$

Розрахунки годинної витрати природного газу і дизельного палива в Залежно від позиції контролера машиніста наведені на рис. 3.18-3.20.



Рисунок 3.18 – Годинна витрата природного газу і дизельного палива *B* дизеля 6ЧН 31/36 в залежності від позиції контролера машиніста при 5%-му заміщенні дизельного палива природним газом

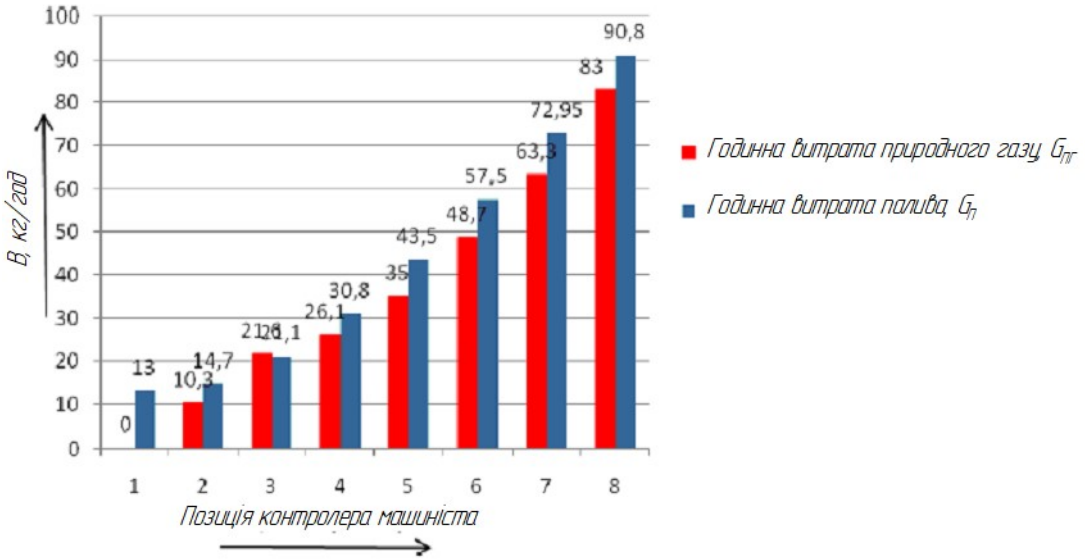


Рисунок 3.19 – Годинна витрата природного газу і дизельного палива *B* дизеля 6ЧН 31/36 в залежності від позиції контролера машиніста при 50%-му заміщенні дизельного палива природним газом

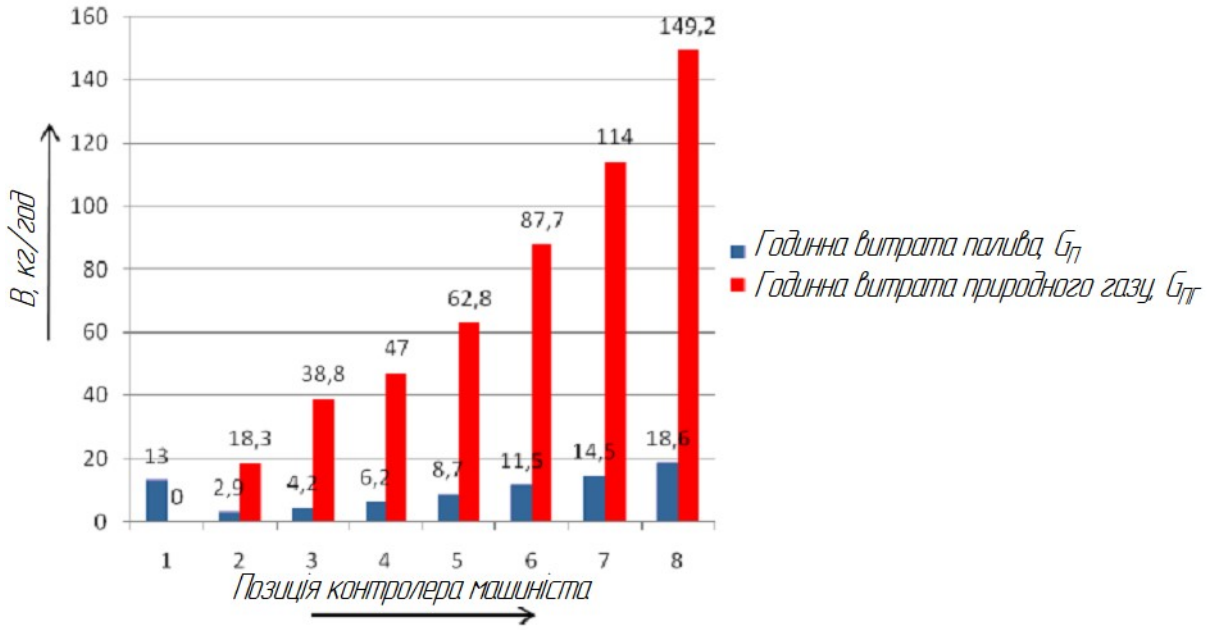


Рисунок 3.20 – Годинна витрата природного газу і дизельного палива *B* дизеля 6ЧН 31/36 в залежності від позиції контролера машиніста при 90%-му заміщенні дизельного палива природним газом

Як випливає з рисунків 3.17-3.20 годинна витрата природного газу збільшується пропорційно частоті обертання колінчастого вала і потужності дизеля, а годинна витрата дизельного палива має пологу ділянку характеристики на малих позиціях контролера машиніста. Пояснюється це тим, що при низьких циклових подачах порції дизельного палива паливна апаратура знаходиться на кордоні стійкої роботи. При зниженні циклової подачі дизельного палива і, відповідно, витрати палива можливі пропуски спалахів. У зв'язку з цим для більш стійкої та стабільної роботи дизеля на усьому діапазоні навантажень необхідне коригування паливної апаратури і системи подачі повітря.

3.5 Аналіз залежності ефективності дизеля 6ЧН 31/36 від пропорцій компонентів паливної суміші

Для одночасного визначення поведінки питомої ефективної витрати дизельного палива і ефективної потужності в залежності від заміщення дизельного палива природним газом на основі обробки результатів за допомогою запропонованої методики, комп'ютерного моделювання методом найменших квадратів з використанням програми STATISTICA6 були отримані залежності be=f(D,Ne), Ne=f(D,be), CO=f(D,Ne), NO_x=f(D,Ne), $N^{ОГ}$=f(D,Ne) і рівняння регресії.

Аналіз залежностей представлених на рисунках 3.21-3.25, показує, що при роботі дизеля 6ЧН 31/36 з добавками природного газу до дизельного палива спостерігається зниження питомої ефективної витрати дизельного палива.

Найбільше зниження витрати палива при заміщенні дизельного палива природним газом відбувається на нульовій позиції контролера машиніста і становить Δbe=31,2 г/кВт·год або 10%.

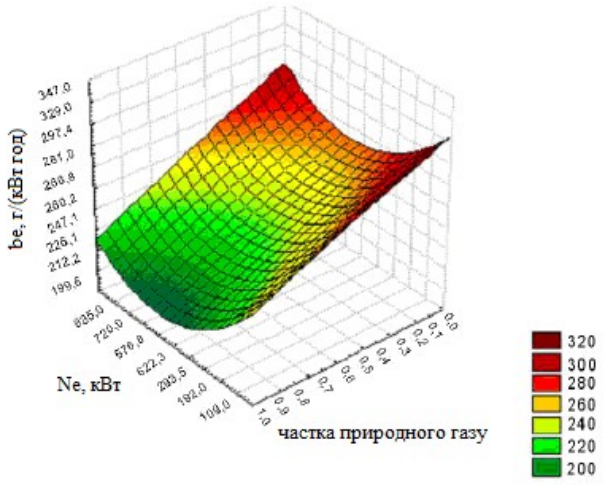


Рисунок 3.21 – Залежність питомої ефективної витрати дизельного палива дизелі 6ЧН 31/36 від ефективної потужності дизеля і частки природного газу в дизельному паливі

Також зі збільшенням частки природного газу в дизельному паливі спостерігається підвищення ефективної потужності, яке склало 5% на максимальних навантаженнях або ΔNe=40кВт (рисунок 3.22).

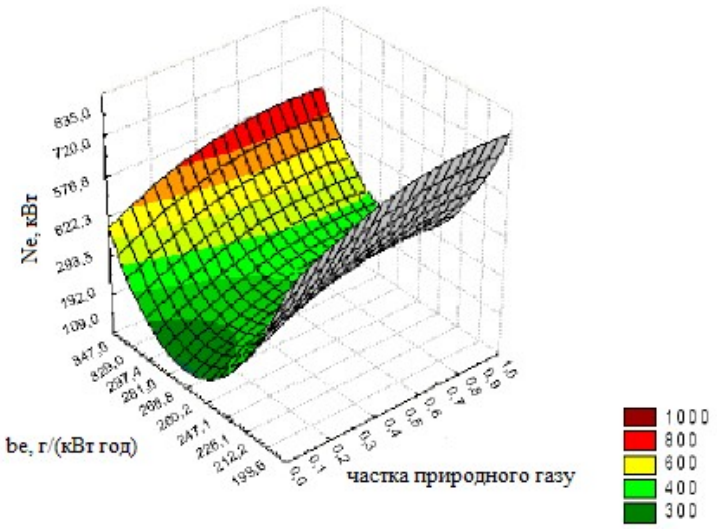


Рисунок 3.22 – Залежність ефективної потужності дизеля 6ЧН 31/36 від питомої ефективної витрати дизельного палива і частки природного газу в дизельному паливі

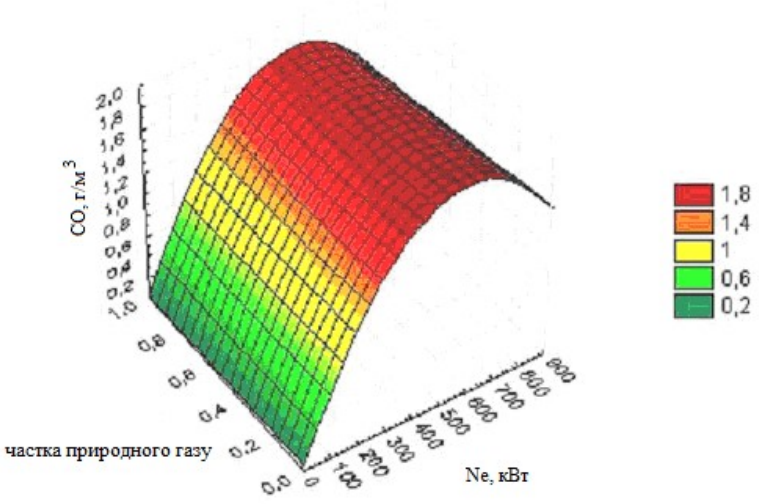


Рисунок 3.23 – Залежність викидів CO при роботі дизеля 6ЧН 31/36 від потужності і частки природного газу в дизельному паливі

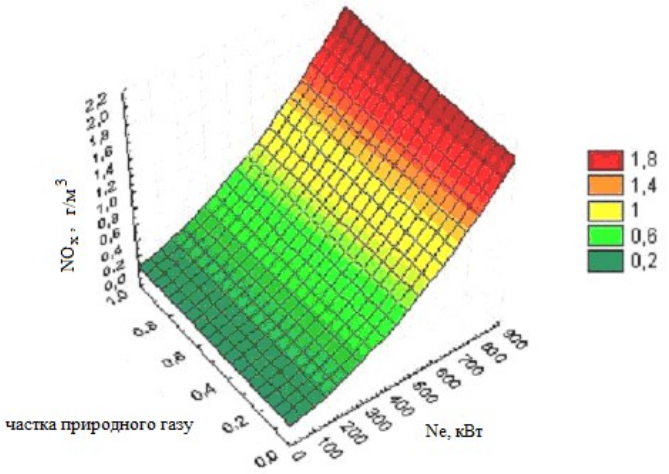


Рисунок 3.24 – Залежність викидів NO_x при роботі дизеля 6ЧН 31/36 від потужності і частки природного газу в дизельному паливі

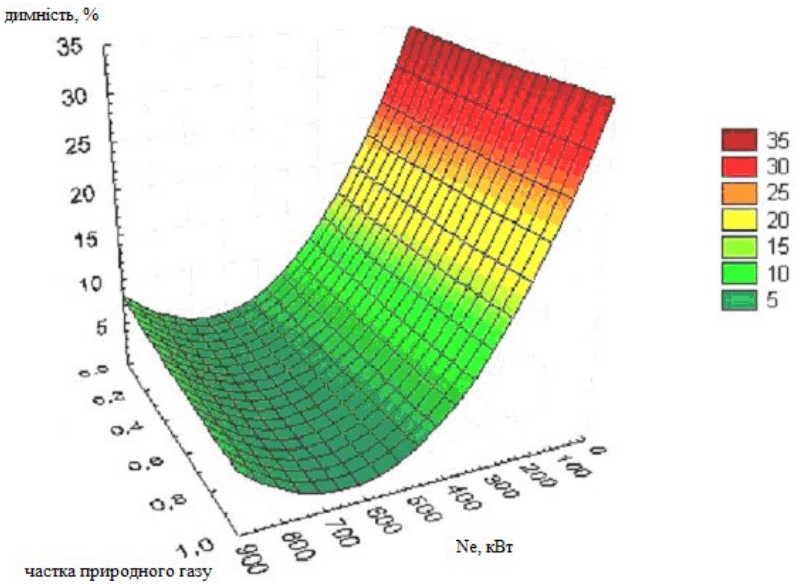


Рисунок 3.25 – Залежність димності $N^{ОГ}$ при роботі дизеля 6ЧН 31/36 від потужності і частки природного газу в дизельному паливі

Проведені розрахункові дослідження показали, що заміщення дизельного палива природним газом в діапазоні 90–1% при роботі дизеля 6ЧН 31/36 знижує питому ефективну витрату дизельного палива від 4 до 28 г/кВт·год, залежно від режиму роботи, а ефективна потужність підвищується на 2-5%, зниження викидів оксидів вуглецю $\Delta CO=0,27\div0,01$ г/м^3 або 12%, NO_x

змінюється в діапазоні від 0,015 г/м^3 до 0,05 г/м^3 або 6%, зниження димності в діапазоні від 5 до 15% в залежності від ефективної потужності.

Таким чином, не розглядаючи питань надійності і довговічності, проведені дослідження показали, що використання добавок природного газу до дизельного палива в дизелях тепловозів принципово можливо з точки зору досягнення економічності і зниження токсичності робочого процесу.

Як випливає з графіка (рисунок 3.26) збільшення частки природного газу в дизельному паливі призводить до підвищення теплотворної здатності суміші, про що говорить коефіцієнт $К_0$, відбувається поліпшення питомих параметрів дизеля тепловоза. Питома ефективна витрата дизельного палива знижується, причому при малих і середніх навантаженнях, характерних для маневрових тепловозів (2-5 позиція контролера машиніста) зниження становить 8-12%, а на номінальному режимі - 5%.

Так як в природному газі присутня значна кількість атомів вуглецю, тому рівень викидів токсичних речовин безпосередньо залежить від загальної витрати палива.

Також зі збільшенням частки природного газу в дизельному паливі спостерігається приріст ефективної потужності дизеля тепловоза на всіх позиціях контролера машиніста. Найбільше значення приросту потужності відповідає номінальному режиму роботи тепловоза і становить 4%.

Оптимальні розрахункові значення показників ефективності дизеля тепловоза при заміщенні дизельного палива природним газом спостерігаються при коефіцієнті компонентного складу природного газу K_0=1,08.

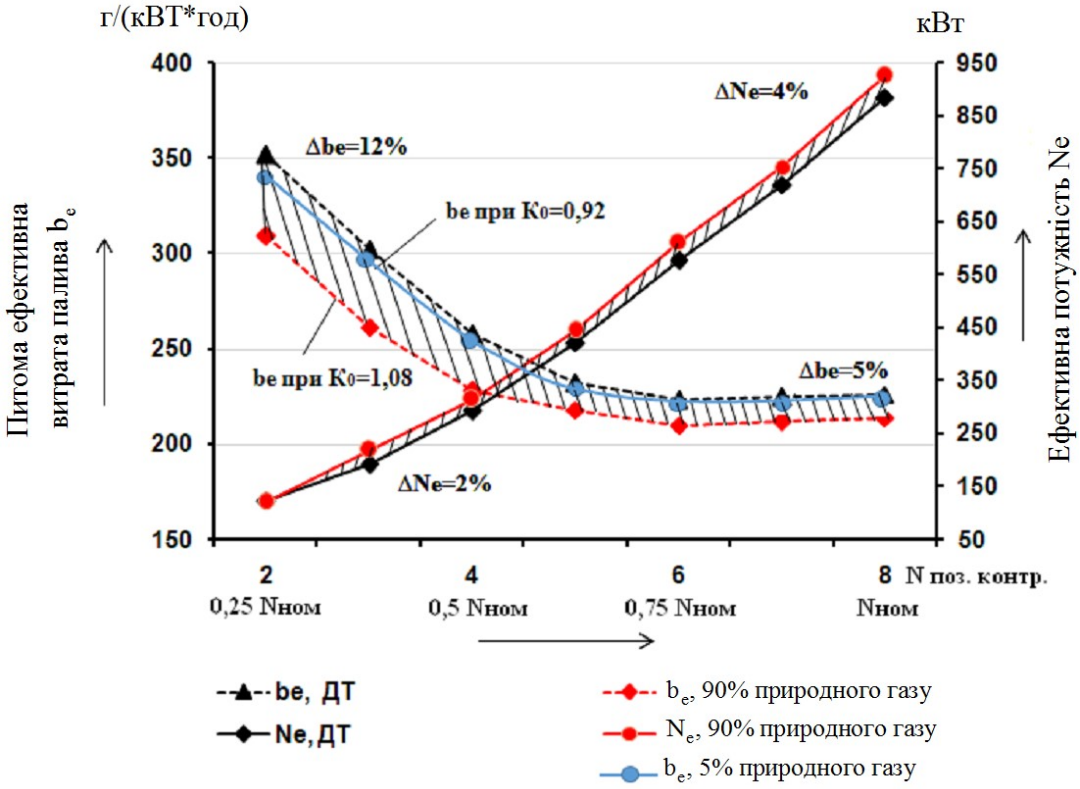


Рисунок 3.26 – Показники роботи дизеля 6ЧН 31/36 на сумішевому паливі в залежності від режиму роботи з урахуванням коефіцієнта компонентного складу K_0

Проведені дослідження показують, що при інших рівних умовах, враховуючи коефіцієнт компонентного складу K_0, відбудеться підвищення потужності, але з урахуванням вимог Правил технічної експлуатації на тепловоз і інструкцій по реостатним випробуванням повинна бути витримана необхідна потужність, при цьому, як наслідок, необхідно зменшити витрату палива, щоб компенсувати розрахункове підвищення потужності.

4 Економічне обґрунтування впровадження двопаливних систем на тяговому рухомому складі

4.1 Техніко-економічна специфікація запропонованого рішення

Актуальність переведення транспорту на сумішеве паливо викликана не лише необхідністю покращити екологічну обстановку, проблеми з якою позначаються на стані здоров'я населення і, як наслідок, знижують якість життя, рівень продуктивності праці та вимагають збільшення витрат на медицину, а й багатьма іншими причинами.

Стиснутий природний газ коштує в 2-3 рази дешевше, ніж дизельне паливо. Його використання як моторного палива на 15-20% зменшує експлуатаційні витрати транспорту.

Все це робить природний газ найменш затратним способом переходу на екологічно чистий вид палива для залізничного транспорту.

Переваги газифікації залізничного транспорту:

- не потребує конструкційних змін двигуна;

- збільшує термін служби двигуна в 2 рази, оскільки той менше забруднюється продуктами згоряння;

- збільшує термін служби моторних масел в 1,5-2,0 рази;

- робить роботу двигуна більш пожежобезпечною, оскільки при витоку природний газ не накопичується, а швидко випаровується.

Розвиток сумішевого ринку, що знизить рівень негативного впливу залізничного транспорту на довкілля та здоров'я населення, потребує вирішення низки завдань наукового, технічного та організаційного характеру. Серед яких: скорочення викидів забруднюючих речовин залізничним транспортом внаслідок застосування екологічно чистого палива; розширення та стабілізація ринку моторних палив за рахунок збільшення частки використання газового палива; запровадження нових потужностей з виробництва компримованого

природного газу дозволить забезпечити внутрішні потреби у сумішевому паливі у довгостроковій перспективі; підвищення ефективності використання наявних потужностей з метою енергозбереження; нарощування інвестицій у реальну економіку у посткризовий період; впровадження нових технологій у всі галузі економіки; розвиток газифікації та надійне газопостачання споживачів; розвиток газозаправної мережі.

Оскільки екологічні проблеми посилюються, газодобувні та газопереробні технології вдосконалюються, а запаси нафти виснажуються, інтерес до природного газу як джерела енергії та альтернативного виду моторного палива продовжує зростати. Як моторне паливо природний газ особливо цінний для країн, які мають великі запаси природного газу, а також для тих країн, де гостро стоять питання підвищення бюджетної ефективності, покращення екологічної обстановки та забезпечення енергетичної безпеки.

4.2 Формування базисної інформації для розрахунку показників економічної ефективності

Економічний ефект розраховується на кожен рік життєвого циклу проекту окремо, з приведенням його до розрахункового року. Розрахунковим роком слід приймати останній рік життєвого циклу проекту.

Для розрахунку економічного ефекту визначимо капітальні та поточні витрати на впровадження обладнання для утворення суміші дизельного палива і природного газу в тепловозних дизелях.

Капітальні витрати, які використані при впровадженні обладнання для переведення транспорту на сумішеве паливо у таблиці 4.1. Вхідні дані для розрахунку наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.1 – Кошторис капітальних вкладень впровадження обладнання для утворення суміші дизельного палива і природного газу в тепловозних дизелях

Показники	Кількість	Вартість, грн
Обладнання для утворення суміші дизельного палива і природного газу в тепловозних дизелях	1	160000
Доставка устаткування в депо	-	4700
Встановлення і налагодження обладнання в дизель-агрегатному відділенні спеціалістами фірми постачальника		70000
Всього:		234700

Таблиця 4.2 – Вхідні данні

Показник	До впровадження заходу	Після впровадження заходу
Середня добова витрата палива, л	558,9	558,9
Середня годинна витрата палива, л	25,4	25,4
Середньомісячний пробіг, км	3080	3080
Вартість 1 л дизпалива	30	30
Вартість 1 л природного газу	20	20
Середня кількість робочих днів на місяць	28	28
Середня кількість годин на зміну, год	11	11
Кількість змін за добу	2	2

Визначимо витрати на пальне до та після впровадження пропонуємих заходів при заміщенні 30% дизельного палива природним газом. Розрахунок зведено у таблицю 4.3

Таблиця 4.3 – Калькуляція витрати на пальне

Найменування параметру	Показники	
	традиційний метод	запропонований метод
Річний пробіг тепловоза, км	36960	36960
Річна витрата палива, л	187756,8	131429,76
Річна витрата газу, при заміщенні 30% дизельного палива, л	0	56327,04
Експлуатаційні витрати на дизельне паливо, грн	5632704	3942892,8
Експлуатаційні витрати на природний газ, грн	0	1126540,8
Загальні витрати на пальне в експлуатації, грн	5632704	5069433,6

4.3 Оцінка комерційної ефективності та розрахунок терміну окупності переобладнання тепловозів

Сукупний економічний ефект, грн визначається як перевищення вартісної оцінки результатів над вартісною оцінкою сукупних витрат ресурсів за строк здійснення заходу НТП.[9]

$$Э = P - З\,, \qquad (4.1)$$

де P – вартісна оцінка результатів від впровадження установки для капсулювання ізоляції лобової частини обмотки якоря за розрахунковий період;

З – вартісна оцінка витрат на установки для капсулювання ізоляції лобової частини обмотки якоря за розрахунковий період.

Визначення економічного ефекту проводимо за умови обов'язкового приведення різнотермінових вартісних оцінок результатів і витрат до єдиного моменту часу – розрахункового року t_p(у нашому випадку 2031 рік)

Приведення різнотермінових результатів і витрат усіх років періоду реалізації заходу до розрахункового року, здійснюється множенням їх вартісної оцінки за кожний рік на коефіцієнт приведення (дисконтування)

$$\alpha_t = \frac{(1+E_H)^{t_p - t}}{((1+E_H)(1+I)(1+R))^{t_p - t}}, \qquad (4.2)$$

де E_H – річний норматив приведення різнотермінових результатів і затрат до розрахункового року (норматив дисконтування) приймаємо, $E_H = 20\,\%$ на рік;

t_p – розрахунковий, рік (приймаємо, 2031 рік);

t – рік, результати і затрати якого приводяться до розрахункового року;

I – інфляція, % (приймаємо, $I = 17\ \%$);

R – ризики, % (приймаємо, $R = 10\,\%$).

Результат розрахунку коефіцієнта приведення приведений у таблиці 4.4.

Вартісна оцінка результатів за розрахунковий період визначається за формулою, грн

$$P_T = \sum_{t=t_H}^{t_K} P_t \cdot \alpha_t \qquad (4.3)$$

де P_t – вартісна оцінка результатів у *t*-му році, грн;

t_H – початковий (2026 рік);

$t_к$ – кінцевий рік розрахункового періоду (2035 рік).

Вартісна оцінка результатів визначається як сума основних ($P_о$) і супутніх результатів ($P_с$). Основні результати – це результати, одержані в галузі де впроваджується захід НТП. Супутні результати – це результати одержані в суміжних галузях.

Затрати при використанні заходів НТП $(З_Т)$ визначаються за формулою, грн

$$З_Т = \sum_{t=tн}^{tк} З_t \cdot \alpha_t = \sum_{t=tн}^{tк} (И_t + К_t - Л_t) \cdot \alpha_t \qquad (4.4)$$

де $З_t$ – затрати всіх ресурсів у *t*-му році, грн.;

$И_t$ – поточні витрати при використанні заходів у *t*-му році без урахувань амортизаційних відрахувань, грн.;

$К_t$ – одноразові затрати при використанні заходів (капітальні вкладення) у *t*-му році, грн.;

$Л_t$ – залишкова вартість (ліквідаційне сальдо) основних фондів, грн.

Період повернення загальної суми одноразових витрат визначається як період, що починається з початкового року вкладення одноразових витрат до року, коли починає виконуватися така умова

$$\sum K_t \cdot \alpha_t \le \sum (P_t - И_t) \cdot \alpha_t \qquad (4.5)$$

Результати розрахунків зводимо у таблицю 4.4.

Згідно до розрахунків приріст інтегрального економічного ефекту при заміщенні 30% дизельного палива природним газом на десятий рік експлуатації буде дорівнювати 2088,5 тис. грн.

Висновки

У магістерській кваліфікаційній роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання щодо підвищення енергетичної та експлуатаційної ефективності тягового рухомого складу шляхом впровадження комбінованої газодизельної системи живлення. За результатами виконаних теоретичних та розрахункових досліджень сформульовано такі висновки:

1) На основі критичного аналізу світових тенденцій споживання енергоресурсів та поточного дефіциту класичних нафтопродуктів доведено нагальну потребу диверсифікації моторних палив на залізничному транспорті. Встановлено, що інтеграція компримованого природного газу як добавки до базового дизеля є дієвим інструментом, який комплексно покращує кінетику згоряння та загальні показники роботи силових установок маневрових локомотивів.

2) Теоретично обґрунтовано та розроблено концептуальну схему модернізованої системи паливоподачі тепловозного дизеля. Запропоноване технічне рішення забезпечує незалежне керування магістралями подачі рідкого та газового палив, що гарантує якісне гомогенне сумішоутворення, рівномірний розподіл заряду по циліндрах та автоматичну адаптацію коефіцієнта надлишку повітря до будь-якого навантажувального режиму.

3) Створено адаптовану математичну модель робочого процесу двигуна в умовах двопаливного циклу. Вона дозволяє з високою точністю визначати фактичну об'ємну витрату природного газу з огляду на зміну нижчої теплотворної здатності комбінованого заряду, що дає змогу об'єктивно прогнозувати термодинамічну ефективність дизеля залежно від пропорцій заміщення рідкого палива.

4) Сформовано комплекс інженерних пропозицій щодо конвертації паливної апаратури та розраховано робочі параметри спеціалізованого змішувального пристрою. Використання цього вузла максимізує розчинність

природного газу в дизельному паливі під тиском, ініціюючи ефект вторинного газодинамічного дроблення паливного факела безпосередньо в камері згоряння двигуна типу 6ЧН 31/36.

5) Виконана оцінка техніко-економічного ефекту підтвердила комерційну привабливість запропонованої модернізації. Розрахунки доводять, що заміщення дизельного палива природним газом на номінальному режимі роботи забезпечує приріст ефективної потужності силової установки в межах 2–5 %. Одночасно досягається суттєва економія паливомастильних матеріалів (зниження питомої ефективної витрати дизеля на 8–15 %) та покращуються екологічні характеристики за рахунок зменшення емісії токсичних сполук у відпрацьованих газах на 8–17 % залежно від вихідної потужності двигуна.

Список використаних джерел

1. Dietrich, W.R. Die Gemischbildungbei Gas- und Dieselmotoren sowieihr Einfluss auf die Schadstoffemissionen Rückblick und Ausblick / W. R. Dietrich // MTZ. – 1999. –Teil l. – S. 28-38 ; teil 2 – S. 126-134.

2. Gebert, K. Strategies to Improve Combustion and Emission Characteristics of Dual Fuel Pilot Ignited Natural Gas Engines / K. Gebert, N. J. Beck, R. L. Barkhimer, H. Wong // SAE Paper 971712.

3. Phillips, J. N. Hydrogen-enriched natural gas offers economic NOx reduction alternative [Text] / Power Eng (Barrington, Illinois) 2000; 104(5):3.

4. Разлейцев М.Ф. Моделювання та оптимізація процесу згоряння в дизелях. Харків: Вища школа, 1980. 169 с.

5. Andreassi L., Cordiner S., Rocco V. Analysis of combustion instability phenomena in a CNG-fiieled heavy-duty turbocharged engine // SAE Paper. Orlando. - 2001. - №2001-01-1907. - W.P.

6. Гайворонський О.І. Удосконалення технологій використання природного газу як моторного палива [Текст] : навч. посібник для вузів / О. І. Гайворонський, Д. А. Савченков, В. А. Федоров. - Київ : ІРЦ Газпром, 2006. - 111 с.

7. Kleinschmidt W. Einfl ussparameter auf den Wirkungsgrad und auf die NO-Emission von Aufgeladenen Dieselmotoren // 4.Aufl adetechnische Konferenz.: VDI Bericht. – Dusseldorf, 1991. – № 910. – 28 s.

8. Poläsek M., Macek J., Takäts M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modelling of hydrogen-fueled engine emission potentials // SAE Paper. Detroit. -2002. - №2002-01-0373. - W.P

9. Bauer, C. G. "Effect of Hydrogen Addition on the Performance of Methane-Fueled Vehicles. Part I: Effect on S.I. Engine[Text] / Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 26, pp. 55-70(2001).

10. Nanthagopal, K. Hydrogen enriched compressed natural gas - a futuristic fuel for internal combustion engines / K. Nanthagopal, R. Subbarao, T. Elango, P. K. Baskar // Thermal science. – 2011. – Vol. 4. – S. 45-54.

11. Вагнер В.А. Покращення економічних і екологічних характеристик методом насичення рідкого палива воднем. Дис. канд. техн. наук. Барнаул, 1984. - 218 с.

Додаток А

АКТ

перевірки кваліфікаційної роботи магістра на наявність ознак академічного плагіату

Відповідно до даних сервісу Strikeplagiarism.com кваліфікаційна робота магістра на тему: «Розроблення пропозицій з підвищення паливної економічності локомотивів шляхом використання суміші дизельного палива та природного газу.» автора: Сібілєва Микити Андрійовича містить 0,7 % запозичень. Ознаки академічного плагіату – відсутні.

Перевірку виконав
ст. викладач кафедри
експлуатації та ремонту
рухомого складу _____ Олександр АНАЦЬКИЙ
(підпис)

09.06.2026 р.