

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Покращення ефективності експлуатації тракторів з
газодизельною енергетичною установкою»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(ПІБ)

(підпис)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Гладчук Є.О.

(ПІБ)

(підпис)

Виконав

Олійник Віктор Петрович

(ПІБ)

(підпис)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**

(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Олійник Віктор Петрович

(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення ефективності експлуатації тракторів з газодизельною енергетичною установкою»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості дизельних та газодизельних двигунів внутрішнього згоряння, що використовуються на універсально-просапних тракторах та тракторах загального призначення

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1. Аналіз напрямку дослідження _____

2. Теоретичне дослідження системи подачі газоповітряної суміші _____

3. Запропоноване технічне рішення та розрахунок параметрів вузлів СПГПС _____

4. Економічна ефективність переобладнання сільськогосподарської техніки для роботи за газодизельним циклом _____

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень. Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Гладчук Є.О.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Олійник В.П.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 62 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 15 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Покращення ефективності експлуатації тракторів з газодизельною енергетичною установкою».

Розроблено математичну модель функціонування системи подачі газоповітряної суміші автотракторного газодизеля з удосконаленою характеристикою, яка встановлює взаємозв'язок експлуатаційних показників газодизеля з газодинамічними та термодинамічними параметрами повітря і газу. Значення номінальної потужності та коефіцієнта запасу крутного моменту удосконаленої характеристики автотракторного газодизеля не нижчі, ніж у характеристики базового дизельного двигуна.

Розрахункові методи покращення конструктивних параметрів вузлів СПГПС забезпечують розрахунок параметрів газоповітряного змішувача та дозатора газу при мінімальному об'ємі стендових випробувань двигуна. Оптимізовані конструктивні параметри СПГПС газодизеля Д-245 такі: площа повітряного каналу змішувача – 1280 мм²; діаметр сідла регулювального конуса дозатора – 16,2 мм; хід конуса на регуляторній гілці характеристики – 1,9 мм; хід конуса на коректорній гілці характеристики – 1,0 мм; кут нахилу твірної регулювального конуса дозатора – 33°.

Ключові слова: газодизель; автотракторний двигун; газоповітряна суміш; математична модель; система подачі газоповітряної суміші; газодинамічні параметри; термодинамічні параметри; газоповітряний змішувач; дозатор газу; оптимізація конструктивних параметрів.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1. Газоподібні палива, їх моторні та експлуатаційні властивості.....	7
1.2 Обґрунтування доцільності конвертування автотракторних дизелів у газодизелі	12
1.3 Шляхи підвищення ефективності сільськогосподарської газобалонної техніки з газодизельними двигунами	16
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ.....	21
2.1 Розроблення математичної моделі функціонування СПГПС.....	21
2.2 Тиск у повітряному каналі газоповітряного змішувача	29
2.3 Вплив забруднення повітроочисника на роботу СПГПС	31
РОЗДІЛ 3 ЗАПРОПОНОВАНЕ ТЕХНІЧНЕ РІШЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ВУЗЛІВ СПГПС.....	34
3.1 Раціональна схема СПГПС газодизеля з турбонаддувом	34
3.2 Розрахунок конструктивних параметрів вузлів СПГПС.....	36
3.2.1 Параметри газоповітряного змішувача.....	36
3.2.2 Параметри дозатора газу	38
3.3 Розрахунок конструктивних параметрів вузлів СПГПС на прикладі газодизеля Д-245	43
3.4 Характеристика газодизеля з покращеною СПГПС	49
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРЕОБЛАДНАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ РОБОТИ ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ	52
ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	59
ДОДАТКИ.....	61

ВСТУП

Заміна дорогих світлих нафтопродуктів природним газом є загальнодержавним завданням. Вартість компримованого природного газу у 2...4 рази нижча за вартість дизельного палива, тому переобладнання сільськогосподарських тракторів і автомобілів для роботи за газодизельним циклом забезпечує суттєве зниження витрат на паливо у собівартості сільськогосподарської продукції, де вони можуть досягати 50%.

На початковому етапі впровадження технологій використання газомоторного палива для дизелів сільськогосподарської техніки доцільним є переобладнання дизельних двигунів у газодизелі, що здатні працювати як за газодизельним, так і за традиційним дизельним циклом. Найбільш ефективним є застосування комбінованого сумішоутворення – зовнішнього для природного газу та внутрішнього для дизельного палива, що не потребує суттєвих змін конструкції основних вузлів двигуна. Для цього необхідно модернізувати систему живлення базового дизеля, забезпечивши подачу та дозування газу і запальної дози дизельного палива у газодизельному режимі. Подача газоповітряної суміші здійснюється системою подачі газоповітряної суміші, яка взаємодіє з регулятором частоти обертання колінчастого валу двигуна.

При переобладнанні сільськогосподарської техніки для роботи за газодизельним циклом необхідно забезпечити номінальну потужність конвертованого двигуна на рівні базового дизеля, а також нормативний коефіцієнт запасу крутного моменту для двигунів тракторів і комбайнів. На сьогодні досліджено робочий процес газодизельного двигуна та обґрунтовано напрями його вдосконалення за економічними й екологічними показниками, що дозволяє покращувати конструкцію камер згоряння та апаратури подачі дизельного палива.

Забезпечення необхідної характеристики автотракторного газодизеля та нормативного коефіцієнта запасу крутного моменту залежить від узгодженої роботи системи подачі газоповітряної суміші та регулятора частоти обертання двигуна. Через недостатню дослідженість процесів функціонування систем

подачі газоповітряної суміші їх проєктування тривалий час здійснювалося методом експериментального доопрацювання, що потребувало значних матеріальних витрат і не завжди забезпечувало необхідні характеристики двигуна.

У зв'язку з цим у роботі проведено дослідження, спрямовані на забезпечення необхідних характеристик автотракторного газодизеля при переобладнанні сільськогосподарської техніки для роботи за газодизельним циклом. Крім того, переобладнання тракторів супроводжується встановленням групи газових балонів значної маси, тому додатково досліджено вплив маси газобалонної установки на агротехнічні показники трактора та його вплив на ґрунт.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Газоподібні палива, їх моторні та експлуатаційні властивості

Для живлення автотракторних двигунів внутрішнього згоряння використовують різні види газоподібного палива, запаси яких є значними або існує можливість їх відновлення. До таких палив належать природний газ, нафтовий газ, шахтний газ, біогаз і водень. Проте основними видами газомоторного палива, що застосовуються в Україні та інших країнах пострадянського простору, є природний та нафтовий газ.

Горючі гази характеризуються різними показниками, які визначають їх придатність як моторного палива. Ці показники можна умовно поділити на три групи: технологічні показники виробництва палива; термодинамічні та газодинамічні показники; показники, що визначають перебіг робочого процесу в двигуні, тобто безпосередньо моторні властивості палива.

Показники першої групи визначають собівартість і кінцеву ціну газового палива. Показники другої групи впливають на конструктивні параметри вузлів газової апаратури двигуна, а також на умови зберігання запасу газоподібного палива на тракторі чи іншому мобільному енергетичному засобі. Можливість використання певного виду газоподібного палива в різних типах двигунів внутрішнього згоряння, зокрема в газодизелях, визначається переважно показниками третьої групи.

Доцільність використання того чи іншого моторного палива значною мірою визначається витратами на одиницю теплоти, що виділяється під час його згоряння. У табл. 1.1 наведено порівняльну вартість теплоти, яка виділяється при використанні компримованого природного газу, скрапленого нафтового газу, дизельного палива та бензину. Розрахунки виконані на основі цін моторних палив автогазонаповнювальних компресорних станцій, автогазозаправних станцій та автозаправних станцій.

Таблиця 1.1 – Відносна вартість теплоти, що виділяється моторними паливами

Моторне паливо	Відношення вартості одиниці теплоти, що виділяється моторним паливом та компримованим природним газом
Компримований природний газ	1
Скраплений нафтовий газ	2,11
Дизельне паливо	2,26
Бензин 92	2,89

З табл. 1.1 видно, що вартість одиниці теплової енергії, яка виділяється при згорянні компримованого природного газу, є найнижчою серед усіх поширених моторних палив і більш ніж удвічі меншою порівняно з традиційними рідкими паливами. Крім того, собівартість виробництва зрідженого природного газу на великих установках, який поки що не набув широкого поширення, на 20...40% нижча, ніж компримованого природного газу, що додатково зменшує вартість енергії, накопиченої у природному газі.

Термодинамічні та газодинамічні показники будь-якого газомоторного палива повністю визначаються його хімічним складом.

Природний газ складається переважно з метану. Скраплений нафтовий газ являє собою суміш пропану та бутану, співвідношення яких регламентується залежно від пори року.

Газоподібний стан, який є однією з основних переваг газомоторних палив, одночасно має і суттєві недоліки – низьку концентрацію енергії в одиниці об'єму та, як наслідок, необхідність зберігання палива під високим тиском або в зрідженому стані. Наприклад, концентрація енергії в одиниці об'єму природного газу за нормальних умов приблизно у 1000 разів менша, ніж у рідкого нафтового палива. Одним зі способів усунення цього недоліку є зрідження газів.

Скраплений нафтовий газ може зберігатися у відносно легких сталевих балонах під тиском 1,6 МПа при температурі 15°C. Завдяки цій властивості

скраплений нафтовий газ має високу об'ємну концентрацію енергії, яка лише у 1,3...1,4 рази менша, ніж у бензину та дизельного палива. Саме це зумовило його широке застосування у двигунах із іскровим запалюванням.

Зрідження метану можливе лише при температурі нижче критичної, яка становить $-82,1^{\circ}\text{C}$. Для зрідження метану при атмосферному тиску його необхідно охолодити до температури -162°C , при цьому об'єм газу зменшується приблизно у 610 разів. Незважаючи на значні економічні переваги, зріджений природний газ поки що не набув широкого поширення.

На сьогодні для природного газу найбільшого застосування набув інший спосіб підвищення концентрації енергії – компримування, тобто стиснення до високого тиску (20 МПа і більше). Компримований природний газ зберігають у балонах із вуглецевих та легованих сталей, а також у полегшених металопластикових і композитних балонах високого тиску.

Важливими газодинамічними характеристиками газоподібного палива є швидкість звуку та пов'язаний із нею критичний перепад тисків – відношення тиску на вході та виході сопла, при якому швидкість потоку в найвужчому перерізі досягає швидкості звуку. Критичний перепад тиску має важливе значення при розрахунку газобалонної апаратури, оскільки від нього залежить режим течії газу, що особливо необхідно враховувати при розрахунку ступенів газового редуктора.

Коефіцієнт корисної дії двигуна внутрішнього згоряння насамперед залежить від ступеня стиску. У двигунах із зовнішнім, а також комбінованим сумішоутворенням, до яких можуть належати й газодизелі, ступінь стиску обмежується можливістю виникнення детонації. Тому одним із основних показників, що визначають моторні властивості палива для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням, є октанове число, яке характеризує схильність моторного палива до детонації.

Для палив, що використовуються у двигунах із внутрішнім сумішоутворенням та запалюванням від стиску, основним показником є цетанове число. Цетанове число метану становить близько 10 одиниць, що

свідчить про складність забезпечення його самозаймання у дизельному циклі без застосування дуже високих ступенів стиску.

Для оцінювання детонаційної стійкості газоподібного палива австрійсько-західнонімецькою дослідницькою групою було введено поняття метанового числа. В якості еталону використовується суміш метану та водню. Метанове число метану, який має високі антидетонаційні властивості, прийнято рівним 100 одиницям, тоді як для водню, що характеризується низькою детонаційною стійкістю, воно дорівнює нулю.

Таким чином, метановим числом газоподібного палива називають відсотковий вміст метану в метано-водневій суміші, еквівалентній досліджуваному паливу за умовами виникнення детонації.

Пропан і бутан, а також скраплений нафтовий газ, що складається з них, характеризуються низькими значеннями метанового числа. Високе метанове число каналізаційного газу пояснюється значним вмістом вуглекислого газу. Домішки інших негорючих газів, зокрема азоту, можуть суттєво підвищувати метанове число будь-якого газоподібного палива. Навіть метанове число водню може бути підвищене до 100 при додаванні близько 60% азоту. Відповідно, збіднення газоповітряної суміші також сприяє підвищенню метанового числа, однак при цьому знижується потужність двигуна.

Згідно з наявними дослідженнями, низькі значення метанового числа пропану та бутану не дозволяють забезпечити високий ступінь заміщення дизельного палива скрапленим нафтовим газом у газодизелі з комбінованим сумішоутворенням. При роботі на повному навантаженні ступінь заміщення дизельного палива не перевищує приблизно 20%, а при часткових навантаженнях може досягати 40...50%. Більший ступінь заміщення можливий лише при використанні газодизелів із внутрішнім сумішоутворенням, тобто з упорскуванням скрапленого нафтового газу разом із дизельним паливом або через окрему форсунку. Однак такий підхід потребує суттєвої модернізації двигуна, що є складним для реалізації в умовах сільськогосподарських та автотранспортних підприємств.

Завдяки високому метановому числу природного газу в газодизелях із комбінованим сумішоутворенням можливо досягти ступеня заміщення дизельного палива природним газом до 80% у режимі максимальної потужності. При цьому обмеження визначається не детонаційною стійкістю, а технічними характеристиками штатної паливної апаратури дизельного двигуна. Зокрема, при малих подачах дизельного палива може значно зростати нерівномірність подачі запальної дози, а також виникати закоксування форсунок. Використання спеціалізованої паливної апаратури дозволяє збільшити частку заміщення дизельного палива природним газом до 95%. Проте з урахуванням витрат на переобладнання та експлуатацію найбільш раціональним є ступінь заміщення дизельного палива природним газом на рівні 70...80%.

Таким чином, на сучасному етапі компримований природний газ є практично єдиним дешевим видом газомоторного палива, який без зміни ступеня стиску двигуна забезпечує до 80% заміщення дизельного палива. При цьому, окрім зниження витрат на паливо, збільшується ресурс двигуна до капітального ремонту, подовжуються інтервали заміни моторної оливи та у 3...5 разів зменшуються викиди твердих частинок у відпрацьованих газах.

Серед усіх вуглеводневих газів метан має найбільше співвідношення атомів водню до атомів вуглецю, характеризується високою питомою теплотою згоряння та достатньо широкими межами займання за коефіцієнтом надлишку повітря. На відміну від інших вуглеводневих палив, метан має високу температуру займання та є значно легшим за повітря, тому при витоках накопичується у верхніх частинах приміщень. Ці властивості визначають нижчу пожежонебезпечність компримованого природного газу порівняно зі скрапленим нафтовим газом та рідкими нафтовими паливами.

Отже, використання природного газу як моторного палива для двигунів внутрішнього згоряння є доцільним як з економічної точки зору, так і завдяки його високим моторним властивостям.

1.2 Обґрунтування доцільності конвертування автотракторних дизелів у газодизелі

Використання компримованого природного газу в якості палива для автотракторних двигунів внутрішнього згоряння дозволяє суттєво знизити витрати на паливо у собівартості сільськогосподарської продукції, частка яких нині може досягати 50%. Це пояснюється тим, що вартість компримованого природного газу залежно від технології газопостачання є у 2...4 рази нижчою за вартість дизельного палива.

На початковому етапі впровадження технологій забезпечення сільськогосподарської техніки газомоторним паливом найбільш доцільним є конвертування дизельних двигунів у газодизелі, що здатні працювати як за газодизельним, так і за традиційним дизельним циклом. Це особливо важливо для тракторів, що виконують енергоємні технологічні операції, зокрема оранку, коли одноразової заправки газом може бути недостатньо. У разі перебоїв із заправкою тракторист має можливість завершити зміну, використовуючи лише дизельне паливо.

При роботі двигуна за газодизельним циклом у стиснену газоповітряну суміш паливною апаратурою дизеля незадовго до верхньої мертвої точки подається невелика кількість запальної дози дизельного палива, яка становить приблизно 20...30% від номінальної подачі. Запальна доза самозаймається та ініціює займання газоповітряної суміші. У цьому випадку процес займання аналогічний дизельному процесу.

Процес згоряння палива в газодизелі займає проміжне положення між процесами у двигунах із іскровим запалюванням та класичних дизелях. Це пов'язано зі збільшеним періодом затримки займання та подальшим інтенсивним згорянням природного газу. У результаті може підвищуватися ефективний коефіцієнт корисної дії газодизеля, оскільки при збереженні високого ступеня стиску дизеля більша частина теплоти в ідеалізованому циклі підводиться ізохорно, що є більш вигідним з точки зору термічного ККД двигуна. Разом із тим це може призводити до підвищення жорсткості роботи двигуна.

На режимах малих навантажень при якісному регулюванні ККД двигуна в газодизельному процесі дещо нижчий, ніж у дизельному режимі. Це обумовлено неповним згорянням природного газу внаслідок наявності коефіцієнта надлишку повітря, який перевищує верхню межу займання газоповітряної суміші. У таких умовах газ згоряє лише поблизу осередків займання, створених запальною дозою дизельного палива, де коефіцієнт надлишку повітря є нижчим за критичний.

Оскільки самозаймання природного газу при ступенях стиску дизелів неможливе, у конвертованих газодизелях може бути організоване лише комбіноване сумішоутворення, при якому запальна доза дизельного палива підпалює утворену до такту стиску газоповітряну суміш. Використовувані схеми паливоподачі газодизелів із комбінованим сумішоутворенням представлені на рис. 1.1.

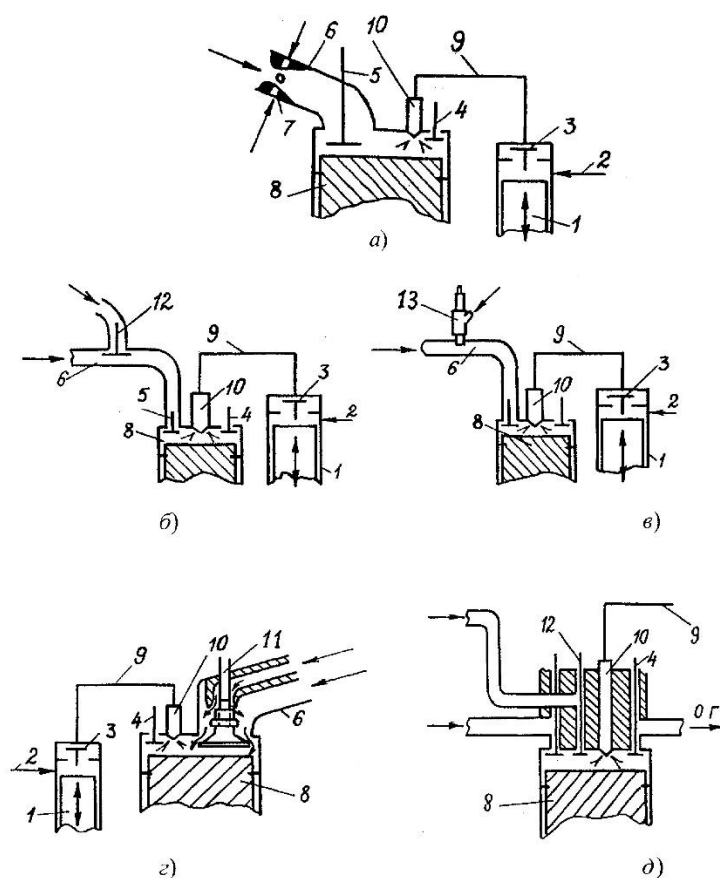
У схемі а впускний патрубок 6 оснащений газоповітряним змішувачем 7, який забезпечує приготування гомогенної газоповітряної суміші.

У схемах б і в газ вводиться у впускний патрубок 6 поблизу впускного клапана 5, причому у схемі б – через газовий клапан 12, а у схемі в – через газову форсунку 13, що дозволяє зменшити нерівномірність подачі газу по циліндрах двигуна.

У схемі г подача в циліндр газу і повітря практично розділена. У впускному патрубку немає горючої суміші, що знижує пожежонебезпечність і токсичність двигуна. У схемі д здійснено повне розділення подачі в циліндри повітря і газу, що суттєво ускладнює конструкцію двигуна.

Схема а в даний час є найбільш доцільною при конвертуванні автотракторних дизелів у газодизелі, що пов'язано з найменшою трудомісткістю переобладнання та технічного обслуговування двигуна, а також дешевизною реалізації цієї схеми. Схеми б і в також застосовні при конвертуванні автотракторних дизелів у газодизелі. Однак у цьому випадку необхідний додатковий механізм (зазвичай електромагнітний із дорогою електронною системою регулювання), який відкриває газовий клапан 12 або форсунку підведення газу 13. Схеми г і д при конвертуванні автотракторних дизелів у

газодизелі не застосовуються у зв'язку з трудомісткістю та значним ускладненням конструкції двигуна.



а – ежекційна; б, в – інжекторні; г, д – з подачею газу в циліндр;

1 – ПНВТ; 2 – лінія низького тиску; 3 – нагнітальний клапан; 4 – випускний клапан; 5 – впускний клапан; 6 – впускний патрубок; 7 – газоповітряний змішувач; 8 – поршень; 9 – лінія високого тиску; 10 – форсунка; 11 – комбінований впускний клапан; 12 – газовий клапан; 13 – форсунка подачі газу

Рисунок 1.1 – Схеми паливоподачі газодизелів із комбінованим сумішоутворенням

Таким чином, доцільним є переобладнання дизеля в газодизель із комбінованим сумішоутворенням та створенням газоповітряної суміші у змішувачі, встановленому у впускному патрубку двигуна, оскільки для цього не потрібна дорога зміна конструкції самого двигуна. Якщо базовий дизель має турбонаддув, то при його конвертації в газодизель із механічною системою регулювання подачі газу, що використовує зусилля відцентрового регулятора,

газоповітряний змішувач встановлюють перед турбокомпресором. При цьому мінімізується перепад тиску і, відповідно, зусилля на виконавчому органі, який регулює подачу газу, а також забезпечується додаткове перемішування газоповітряної суміші в турбокомпресорі. У разі використання електронної системи регулювання з автономним виконавчим механізмом дозування газу, газоповітряний змішувач може бути розташований і після турбокомпресора. У цьому випадку досягається вища пожежобезпечність газодизеля.

При конвертації у газодизелі дизелів, що мають паливний насос високого тиску (ПНВТ) розподільного типу, де зусилля відцентрового регулятора є надто малим, можливе застосування лише електронних систем регулювання з автономним виконавчим механізмом дозування газу. Однак переважна більшість сільськогосподарських тракторів, що експлуатуються (МТЗ-80/82, К-701, ЮМЗ-6, «Беларус-1021» та ін.), а також дизельних автомобілів оснащені секційними ПНВТ, у яких зусилля регулятора є достатнім для регулювання подачі газу, що дає можливість організації дешевшої та надійнішої механічної системи регулювання.

Для переобладнання дизеля в газодизель за схемою а необхідно внести конструктивні зміни до системи живлення базового дизеля, що забезпечують необхідну подачу газу та запальної дози дизельного палива у газодизельному циклі. Для цього вводять обмежувач запальної дози дизельного палива, а на основі системи подачі повітря створюють взаємодіючу з регулятором частоти обертання систему подачі газоповітряної суміші. До складу системи подачі газу автотракторного газодизеля входять повітроочисник, газоповітряний змішувач, газовий редуктор низького тиску (ГРНТ), дозатор газу, турбокомпресор (для газодизеля з наддувом) та з'єднувальні патрубки.

Переобладнання автотракторних дизелів у газодизелі за схемою а може здійснюватися в умовах СГП та АТП. У цих же умовах можуть проводитися всі види технічного обслуговування (ТО) автотракторної техніки, оснащеної газодизелями з такою схемою паливоподачі. У цій роботі дослідженню

піддаються газодизелі з ежекційною паливоподачею, організованою за схемою а (рис. 1.1).

1.3 Шляхи підвищення ефективності сільськогосподарської газобалонної техніки з газодизельними двигунами

Промисловий випуск газобалонної техніки, що працює на компримованому газі, був розпочатий ще в довоєнний період [4]. Спочатку такою технікою були лише газобалонні автомобілі з іскровим запалюванням, газові двигуни яких не мали всережимного регулювання. Газодизельні великовантажні автомобілі КамАЗ, що з'явилися у вісімдесятих роках, також не мають всережимного регулювання при роботі двигуна за газодизельним циклом.

В останні десятиліття почали створюватися газобалонні трактори з газодизельними двигунами. При їх створенні виникла задача забезпечення всережимного регулювання газодизельного двигуна, яке технологічно необхідне для ефективної роботи сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів (МТА).

У 1996 році були проведені приймальні випробування газобалонних тракторів МТЗ-82 і К-701 з газодизельними двигунами [6]. Регулювання газодизелів тракторів було всережимним. Номінальна потужність двигунів у газодизельному циклі була на рівні номінальної потужності базових дизельних двигунів і становила 59,9 кВт для газодизеля Д-243 (58,2 кВт у дизельному циклі) та 203 кВт – для ЯМЗ-240Б (202 кВт у дизельному циклі).

При цьому значення номінальних коефіцієнтів запасу крутного моменту газодизелів обох тракторів були значно меншими, ніж у базових дизельних двигунів, що не відповідало нормативним вимогам. У газодизельному циклі роботи двигуна Д-243 номінальний коефіцієнт запасу крутного моменту мав значення $K_z = 0,65$ (проти $K_z = 0,18$ у дизельному циклі). У двигуна ЯМЗ-240Б значення коефіцієнта становило $K_z = 0,97$ (проти $K_z = 0,23$ у дизельному циклі).

Експлуатаційно-технологічні показники МТА, складених на базі газобалонних тракторів МТЗ-82 і К-701, представлені в табл. 1.2. Із цих даних

можна зробити висновок, що порівняно з дизельним циклом, характеристики якого відповідали характеристикам базових дизелів тракторів, при газодизельному циклі роботи продуктивність МТА на всіх операціях знижувалася на 2,3...3,6%.

Недостатнє значення номінального коефіцієнта запасу крутного моменту газодизелів цих тракторів обумовлювалося відсутністю досліджень, присвячених забезпеченню необхідної характеристики газодизеля.

До теперішнього часу досліджено робочий процес газодизельного двигуна та обґрунтовано напрями його вдосконалення за економічними й екологічними показниками [3, 5, 8], що дає можливість покращення, насамперед, камер згоряння та апаратури подачі дизельного палива газодизелів.

Забезпечення необхідної характеристики газодизеля і, відповідно, номінального коефіцієнта запасу крутного моменту залежить від спільної роботи системи подачі газу та регулятора частоти обертання валу двигуна. Проведений огляд літературних джерел виявив відсутність комплексних досліджень функціонування системи подачі газу автотракторного газодизеля, унаслідок чого проєктування її вузлів для забезпечення необхідної характеристики двигуна виявлялося неможливим, а системи подачі газу автотракторних газодизелів створювалися методом експериментального доведення. Цей спосіб потребує значних матеріальних витрат, крім того, він не завжди забезпечує досягнення необхідного номінального коефіцієнта запасу крутного моменту.

Отже, для підвищення ефективності сільськогосподарської газодизельної техніки повинні бути забезпечені як номінальна потужність, так і номінальний коефіцієнт запасу крутного моменту газодизеля. Для цього необхідно провести дослідження щодо вдосконалення характеристики автотракторного газодизеля.

Швидкісна характеристика за крутним моментом автотракторного двигуна з всережимним регулюванням представлена на рис. 1.2. Головними характерними її точками є т. А номінального режиму та т. Б максимального крутного моменту двигуна. Збільшення крутного моменту від т. А до т. Б при

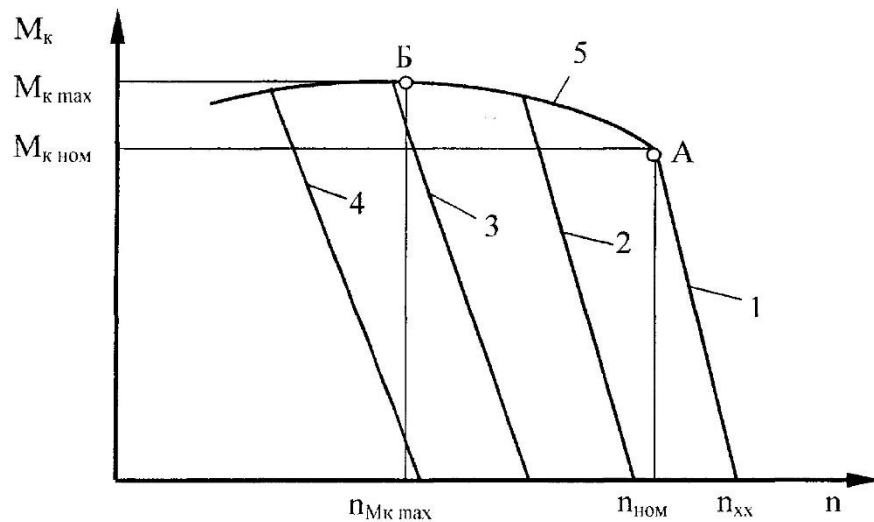
роботі двигуна на коректорній гілці 5 характеристики необхідне для подолання короткочасних перевантажень.

Таблиця 1.2 – Експлуатаційно-технологічні показники машинно-тракторних агрегатів, складених на базі газобалонних тракторів МТЗ-82 і К-701 з недостатнім коефіцієнтом запасу крутного моменту газодизелів

Вид роботи та склад агрегату	Продуктивність за годину основного часу, га, т·км	Співвідношення продуктивності, %	Витрата палива на одиницю виконаної роботи, кг/га, кг/(т·км)		Частка заміщення ДТ, %
			ДТ	КПГ	
Оранка МТЗ-82+ПЛН-3-35 (газодизельний цикл)	0,83	97,6	4,53	10,99	69,5
Оранка МТЗ-82+ПЛН-3-35 (дизельний цикл)	0,85	100,0	14,86	—	—
Транспортування ґрунту МТЗ-82+2-ПТС-6 (газодизельний цикл)	0,86	97,7	4,55	7,62	66,3
Транспортування ґрунту МТЗ-82+2-ПТС-6 (дизельний цикл)	0,88	100,0	13,50	—	—
Дискування К-701+БДТ-7 (газодизельний цикл)	3,32	97,6	2,3	4,35	69,3
Дискування К-701+БДТ-7 (дизельний цикл)	3,40	100,0	7,5	—	—
Оранка К-701+ПГП-7-40 (газодизельний цикл)	2,69	96,4	5,9	10,23	62,4
Оранка К-701+ПГП-7-40 (дизельний цикл)	2,79	100,0	15,7	—	—

Для формування такої характеристики газодизеля необхідний певний закон циклової подачі газового та рідкого палив, що має забезпечуватися спільною роботою системи подачі і регулятора частоти обертання валу двигуна. На рис. 1.3 представлена діаграма масових циклових подач обох палив у газодизелі залежно від частоти обертання валу двигуна. Тут наведено варіант

співвідношення масових циклових подач газу ($G_{гц}$) і дизельного палива ($G_{дц}$) з постійною цикловою подачею запальної дози дизельного палива. Оскільки масові теплотворні здатності дизельного палива та природного газу практично збігаються, на діаграмі можливе заміщення одного палива іншим.



1 – регуляторна гілка зовнішньої характеристики; 2 – 4 – регуляторні гілки часткових характеристик; 5 – коректорна гілка характеристики

Рисунок 1.2 – Швидкісна характеристика автотракторного двигуна з всережимним регулюванням

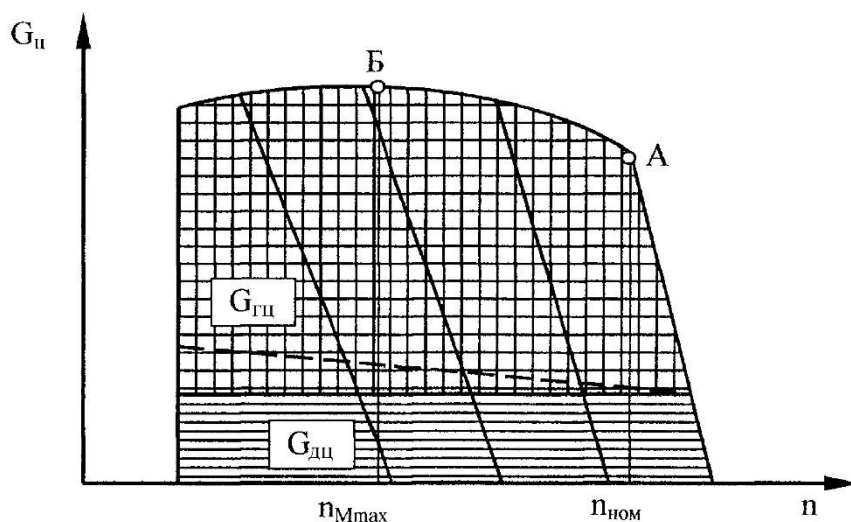


Рисунок 1.3 – Діаграма масових циклових подач природного газу і дизельного палива в автотракторному газодизелі залежно від частоти обертання колінчастого валу двигуна

Один із варіантів такого заміщення показаний переривчастою лінією.

Із рис. 1.3 видно, що при зниженні обертів валу двигуна за постійної циклової подачі запального дизельного палива, яка у першому наближенні має місце при фіксованому положенні обмежувача запальної дози, необхідне збільшення циклової подачі газу від нуля до найбільшого значення в т. *Б* максимального крутного моменту. Але при цьому від т. *А* до т. *Б* знижується витрата повітря як у наддувних, так і в безнаддувних газодизелях, що зменшило б циклову подачу газу при використанні газоповітряної суміші постійного складу, тобто при кількісному регулюванні.

Сутність методу кількісного регулювання (рис. 1.4, а) полягає в тому, що зміна потужності двигуна досягається шляхом зміни кількості газоповітряної суміші постійного складу, яка надходить у циліндри двигуна.

Це здійснюється встановленням дросельних пристроїв, що регулюють витрату газоповітряної суміші. При переході на малі навантаження витрата газоповітряної суміші та загальний коефіцієнт надлишку повітря зменшуються, і сильне дроселювання газоповітряної суміші, що при цьому відбувається, призводить до збільшення насосних втрат, а також може створити умови, що ускладнюють своєчасне та якісне займання запальної дози дизельного палива.

Оскільки витрата повітря в газодизелі у багато разів перевищує витрату газу і запальної дози дизельного палива, масштаб витрати повітря на рис. 1.4 не дотримано.

Метод якісного регулювання (рис. 1.4, б) передбачає вплив на склад газоповітряної суміші шляхом встановлення регульованого дросельного пристрою (дозатора газу) на газовому трубопроводі. При цьому в безнаддувних газодизелях на малих навантаженнях може відбуватися надмірне збіднення газоповітряної суміші, що призводить до неповного згоряння газу, а отже, до зниження ККД та збільшення викидів вуглеводнів у відпрацьованих газах.

Це відбувається внаслідок того, що в безнаддувних газодизелях витрата повітря в номінальному режимі та в режимі холостого ходу практично однакова. У газодизелі ж із турбонаддувом витрата повітря на холостому ходу менша за витрату повітря в номінальному режимі щонайменше на 10% (штрих-пунктирна

лінія на рис. 1.4, б), що дозволяє у більшості випадків уникнути надмірного збіднення газоповітряної суміші.

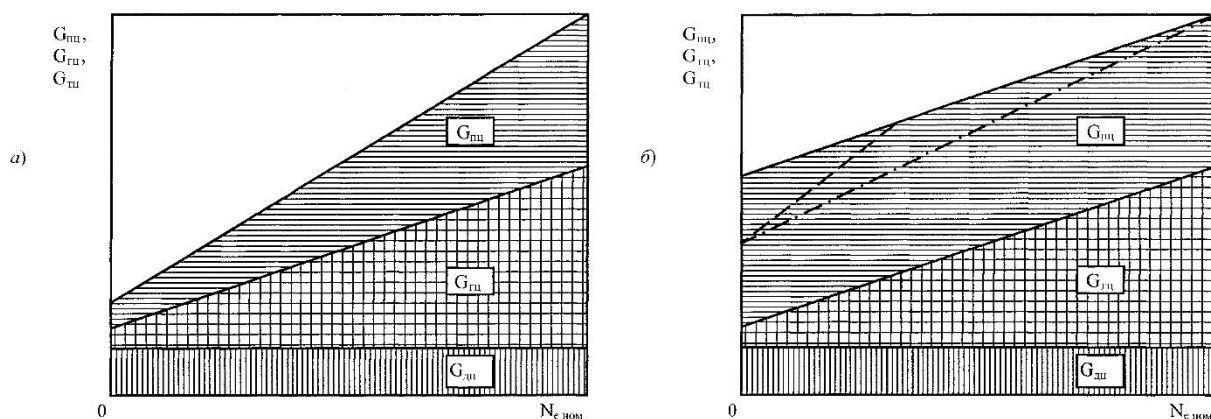


Рисунок 1.4 – Діаграми циклових подач повітря G_m , газу G_g і запального дизельного палива G_d на регуляторній гілці характеристики автотракторного газодизеля залежно від потужності при кількісному (а) та якісному (б) регулюванні

Таким чином, в якості основного методу регулювання автотракторного газодизеля слід рекомендувати якісне регулювання, з можливістю (за необхідності) дроселювання газоповітряної суміші на режимах малих навантажень (переривчаста лінія на рис. 1.4, б). У цьому випадку дроселювання забезпечить найкраще співвідношення повітря і газу при переході на малі навантаження.

Для підвищення ефективності сільськогосподарського газобалонного трактора, окрім забезпечення потужнісних показників трактора, також необхідне забезпечення допустимого його впливу на ґрунт згідно з вимогами ДСТУ 26955-86. Однак маса газобалонної модифікації трактора більша за масу дизельного трактора-прототипу внаслідок встановлення на нього групи відносно важких газових балонів. У зв'язку з цим необхідне проведення досліджень щодо впливу маси газових балонів на агротехнічні показники сільськогосподарського трактора за впливом на ґрунт.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ

Теоретичне дослідження системи подачі газоповітряної суміші (СПГПС) автотракторного газодизеля зводиться до розроблення математичної моделі її функціонування та методів розрахунку конструктивних параметрів її вузлів. При цьому також необхідне проведення дослідження впливу забруднення повітроочисника на роботу СПГПС.

2.1 Розроблення математичної моделі функціонування СПГПС

Задача розроблення математичної моделі функціонування СПГПС зводиться до виявлення у її вузлах залежності газодинамічних і термодинамічних параметрів повітря, газу та газоповітряної суміші від режиму навантаження газодизеля, тобто від його експлуатаційних показників. Схема найпростішої СПГПС газодизеля з наддувом і подачею газу при тиску, близькому до атмосферного, представлена на рис. 2.1.

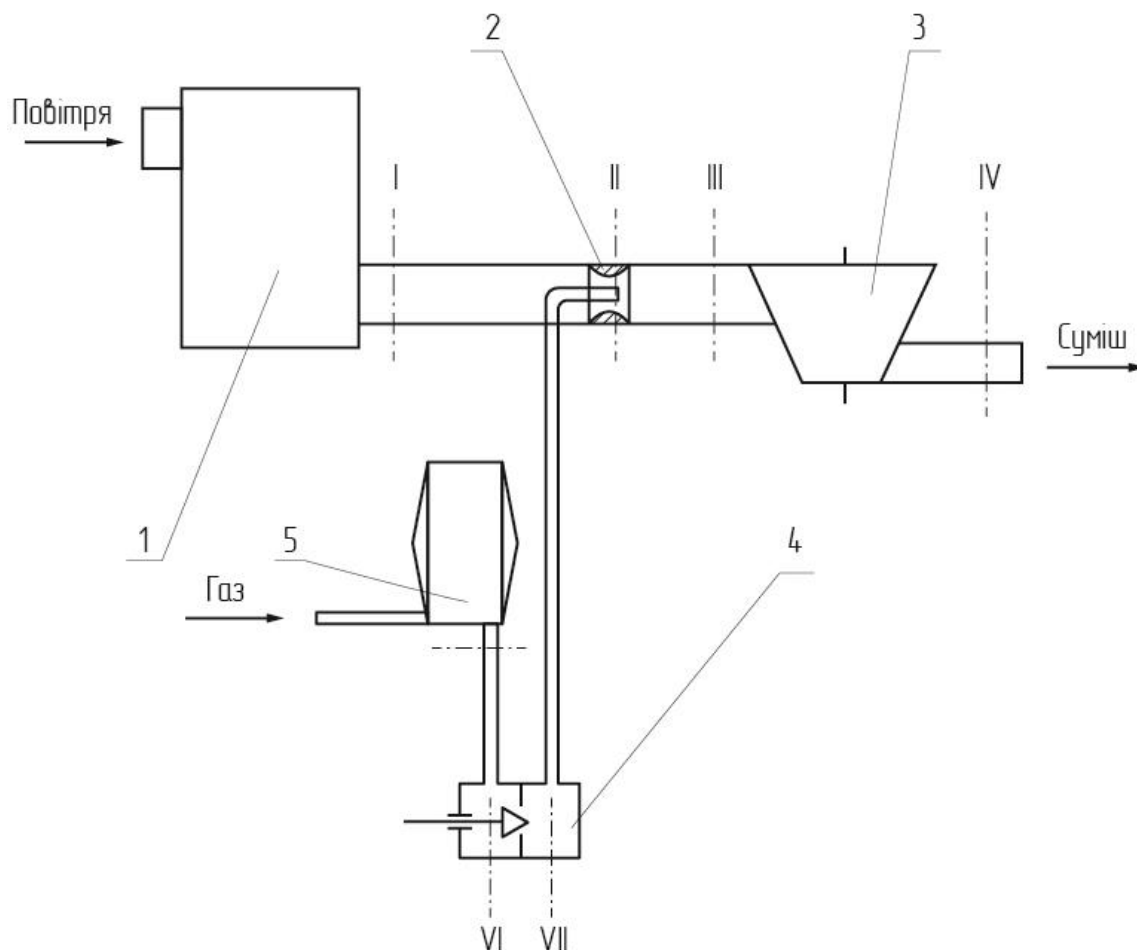
Для зручності розроблення математичної моделі в СПГПС виділено сім характерних перерізів: I – вихідний патрубок повітроочисника; II – газоповітряний змішувач; III – камера змішування газоповітряного змішувача; IV – випускний патрубок турбокомпресора; V – вихід газового редуктора низького тиску; VI – вхідна порожнина дозатора газу; VII – вихідна порожнина дозатора газу.

За нульовий переріз прийнято навколишнє середовище.

Досліджувані параметри, що пов'язані з цими перерізами (температуру, площу тощо), будемо позначати відповідними індексами. У свою чергу переріз II газоповітряного змішувача, залежно від його конструктивної схеми, може поділятися на повітряний канал і канал підведення газу.

Для розрізнення позначень газодинамічних параметрів у цих та інших перерізах відповідно для повітря, газу, газоповітряної суміші та дизельного палива будемо використовувати додаткові індекси «п», «г», «сум» і «д». Крім

того, розроблена математична модель функціонування СПГПС газодизеля та методи розрахунку її вузлів використовують дані показників роботи двигуна в дизельному циклі. Тому для розрізнення позначень однойменних показників у дизельному та газодизельному циклах будемо використовувати додаткові індекси – відповідно «Д» і «ГД».



1 – повітроочисник; 2 – газоповітряний змішувач; 3 – турбокомпресор; 4 – дозатор газу; 5 – газовий регулятор низького тиску

Рисунок 2.1 – Схема найпростішої СПГПС газодизеля з турбонаддувом

Витрата повітря, а також витрата газу двигуном є найважливішими параметрами, що визначають режим роботи СПГПС газодизеля. Тобто витрати повітря і газу при відомих параметрах навколишнього середовища визначають величину термодинамічних і газодинамічних параметрів повітря, газу та газоповітряної суміші у вузлах СПГПС газодизеля.

При проектуванні СПГПС необхідно мати можливість розраховувати необхідну витрату газу G_2 при різних режимах навантаження газодизеля. Для

цього будемо використовувати дані характеристики роботи двигуна в дизельному циклі. Згідно з експериментальними даними стендових випробувань, при роботі двигуна на коректорній гілці характеристики, що включає номінальний режим, ККД двигуна в аналогічних режимах навантаження при дизельному і газодизельному циклах практично однаковий. Тобто для i -го режиму навантаження двигуна можна записати

$$\eta_d = k_1 \eta_{гд}, \quad (2.1)$$

де η_d , $\eta_{гд}$ – відповідно ККД двигуна при дизельному і газодизельному циклах; k_1 – коефіцієнт, близький до одиниці.

За умови однакової потужності, що видається двигуном в i -му режимі навантаження, згідно з визначенням ККД із виразу (2.1) отримаємо

$$Q_{гд} = k_1 Q_d, \quad (2.2)$$

де $Q_{гд}$, Q_d – відповідно витрата теплоти двигуном при газодизельному і дизельному циклах.

У газодизельному циклі теплота підводиться до двигуна як із газом, так і із запальною дозою дизельного палива. Тому, розкриваючи рівність (2.2), отримаємо:

$$G_z H'_z = G_{гд} H'_d = k_1 G_{дд} H'_d, \quad (2.3)$$

де G_z , $G_{гд}$, $G_{дд}$ – відповідно масові витрати газу та дизельного палива в газодизельному і дизельному циклах; H'_z , H'_d – відповідно нижчі теплоти згоряння газу та дизельного палива.

Перетворюючи залежність (2.3), отримаємо вираз для визначення необхідної витрати газу G_z :

$$G_z = (k_1 G_{дд} - G_{гд}) \frac{H'_d}{H'_z}. \quad (2.4)$$

Таким чином, для розрахунку необхідної витрати газу G_z у певному режимі навантаження газодизеля необхідно знати витрату дизельного палива

$G_{од}$ в аналогічному за обертами і крутним моментом дизельному режимі, а також величину запальної дози дизельного палива $G_{одд}$ і коефіцієнт k_1 .

Визначення витрати повітря $G_{нгд}$ у газодизельному циклі газодизеля з турбонаддувом будемо проводити, виходячи з відомих даних характеристики двигуна при його роботі в дизельному циклі. Для цього використаємо рівняння стану ідеального газу Менделєєва – Клапейрона

$$pV = \frac{M}{\mu} RT, \quad (2.5)$$

де p – тиск газу; V – об'єм газу; M – маса газу; R – універсальна газова стала; T – температура газу; μ – молярна маса газу.

Перепишемо рівняння (2.5) для свіжого заряду, що надходить у двигун за один оберт його колінчастого валу для дизельного і газодизельного циклів при однаковій частоті обертання валу двигуна в цих циклах:

$$p_{IVд} V_h = \frac{M_{нд}}{\mu_n \eta_{Vд}} RT_{IVд}; \quad (2.6)$$

$$p_{IVгд} V_h = \frac{M_{сумгд}}{\mu_{сум} \eta_{Vгд}} RT_{IVгд}, \quad (2.7)$$

де V_h – літраж двигуна; $\eta_{Vд}$, $\eta_{Vгд}$ – відповідно коефіцієнти наповнення циліндрів двигуна в дизельному і газодизельному циклах.

Невідомі температури зарядів $T_{IVд}$ і $T_{IVгд}$ у дизельному та газодизельному циклах виразимо через температури $T_{шд}$ і $T_{шгд}$, припускаючи адіабатне стискання турбокомпресором повітря та газоповітряної суміші:

$$T_{IVд} = T_{шд} \left(\frac{p_{IVд}}{p_{шд}} \right)^{\frac{k_n - 1}{k_n}}; \quad (2.8)$$

$$T_{IVгд} = T_{шгд} \left(\frac{p_{IVгд}}{p_{шгд}} \right)^{\frac{k_{сум} - 1}{k_{сум}}}, \quad (2.9)$$

де k – показник адіабати.

Під час розв'язання цієї задачі різницею коефіцієнтів наповнення циліндрів, а також абсолютних температур і тисків у камері змішування газоповітряного змішувача (у перерізі *III*) у дизельному та газодизельному циклі можна знехтувати. Тобто приймемо:

$$\eta_{VD} = \eta_{VTD}, \quad (2.10)$$

$$T_{III D} = T_{IIID}, \quad (2.11)$$

$$p_{III D} = p_{IIID}. \quad (2.12)$$

Поділивши одне на одне рівняння (2.6) і (2.7), а також виконавши перетворення з використанням виразів (2.8), (2.9), (2.10), (2.11) і (2.12), отримаємо:

$$\frac{(p_{IVD})^{\frac{1}{k_n}}}{(p_{IVTD})^{\frac{1}{k_{сум}}}} = \frac{M_{nD} \mu_{сум}}{M_{сумГД} \mu_n}. \quad (2.13)$$

Молярна маса суміші *n* газів може бути визначена з такої відомої залежності [3]:

$$\mu_{сум} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{M_i}{M_{сум} \mu_i}}, \quad (2.14)$$

де M_i і μ_i – відповідно маса та молярна маса *i*-го компонента суміші; $M_{сум}$ – маса суміші.

Для газоповітряної суміші залежність (2.14) набуде такого вигляду:

$$\mu_{сум} = \frac{M_{сумГД} \mu_n \mu_z}{M_{nГД} \mu_z + M_z \mu_n}. \quad (2.15)$$

Підставивши рівняння (2.15) у залежність (2.13), перетворивши та виразивши $M_{nГД}$, отримаємо:

$$M_{nГД} = M_{nD} \frac{(p_{IVTD})^{\frac{1}{k_{сум}}}}{(p_{IVD})^{\frac{1}{k_n}}} - M_z \frac{\mu_n}{\mu_z}. \quad (2.16)$$

Поділивши почленно вираз (2.16) на одиницю часу, у результаті отримаємо такий вираз витрати повітря $G_{n\Gamma Д}$:

$$G_{n\Gamma Д} = G_{nД} \frac{(p_{I\Gamma Д})^{\frac{1}{k_{\text{сум}}}}}{(p_{I\Gamma Д})^{\frac{1}{k_n}}} - G_z \frac{\mu_n}{\mu_z}. \quad (2.17)$$

Визначимо показник адіабати газоповітряної суміші $k_{\text{сум}}$ за формулою:

$$k_{\text{сум}} = \frac{c_{pn} G_n + c_{pz} G_z}{c_{vn} G_n + c_{vz} G_z}, \quad (2.18)$$

де c_p і c_v – відповідно ізобарна та ізохорна теплоємності.

Використовуючи таблиці теплоємностей газів [5], а також враховуючи, що в автотракторному газодизелі з величиною запальної дози дизельного палива 20...25% від номінальної подачі витрата повітря перевищує витрату газу не менше ніж у 30 разів, отримаємо з формули (2.18) значення показника адіабати газоповітряної суміші $k_{\text{сум}}$, що дорівнює 1,397. Це значення практично не відрізняється від значення показника адіабати повітря k_n , що дорівнює 1,400. Тому в подальших розрахунках приймемо:

$$k_{\text{сум}} = k_n. \quad (2.19)$$

Враховуючи рівність (2.19), запишемо вираз (2.17) у вигляді:

$$G_{n\Gamma Д} = G_{nД} \sqrt[k_n]{\frac{p_{I\Gamma Д}}{p_{I\Gamma Д}}} - G_z \frac{\mu_n}{\mu_z}. \quad (2.20)$$

Необхідно зазначити, що отримана залежність (2.20) є справедливою для будь-якого навантаження двигуна в дизельному та газодизельному циклах. Єдиною умовою використання цієї залежності є рівність частоти обертання валу двигуна в обох циклах його роботи.

Однак під час проєктування СПГПС тиск наддуву в газодизельному циклі $p_{I\Gamma Д}$ невідомий. Крім того, через велику кількість факторів, що впливають на роботу турбокомпресора, відсутня теоретична залежність, яка дозволяє розраховувати тиск $p_{I\Gamma Д}$. Тому виразимо корінь у виразі (2.20) лінійною

залежністю витрати газу G_z . У результаті отримаємо формулу для визначення витрати повітря газодизелем із турбонаддувом:

$$G_{nГД} = G_{nД} (1 - \psi_1 G_z) - G_z \frac{\mu_n}{\mu_z}, \quad (2.21)$$

де ψ_1 – експериментальний коефіцієнт.

Дійсно, за відсутності витрати газу ($G_z = 0$) із виразу (2.21) випливає, що $G_{nГД} = G_{nД}$, тобто двигун працює за дизельним циклом. Під час роботи двигуна за газодизельним циклом ($G_{zГД} \neq 0$) витрата повітря буде меншою, ніж при дизельному циклі ($G_{nГД} < G_{nД}$), на величину, що залежить від витрати газу G_z .

Коефіцієнт ψ_1 повинен бути розрахований за такою формулою з використанням експериментальних даних, отриманих на номінальному режимі роботи двигуна в дизельному та газодизельному циклах:

$$\psi_1 = \frac{G_{nД} - G_{nГД} - G_z \frac{\mu_n}{\mu_z}}{G_{nД} G_z}. \quad (2.22)$$

Під час визначення витрати повітря $G_{nГД}$ безнаддувного газодизеля як розрахункову будемо використовувати схему СППС газодизеля з турбонаддувом, що зображена на рис. 2.1. При цьому будемо вважати, що переріз III є впускним колектором двигуна. Методика знаходження залежності витрати повітря безнаддувним газодизелем загалом подібна до методики визначення витрати повітря газодизелем із турбонаддувом.

Запишемо рівняння стану (2.5) для свіжого заряду, що надходить у двигун за один оберт колінчастого валу в дизельному та газодизельному циклах за однакової частоти обертання валу двигуна, вважаючи, що тиск p у впускному колекторі дорівнює тиску $p_{IIн}$ у повітряному каналі газоповітряного змішувача:

$$p_{IIнД} V_h = \frac{M_{nД}}{\mu_n \eta_{VD}} RT_{IIIД}, \quad (2.23)$$

$$p_{II nГД} V_h = \frac{M_{сумГД}}{\mu_{сум} n_{VГД}} R T_{IIIГД} . \quad (2.24)$$

Прийmemo рівними температуру повітря $T_{IIIД}$ і газоповітряної суміші $T_{IIIГД}$ у впускному колекторі безнаддувного газодизеля при дизельному та газодизельному циклах, тобто

$$T_{IIIД} = T_{IIIГД} . \quad (2.25)$$

Позначимо символом ψ_2 таке відношення:

$$\psi_2 = \frac{\eta_{VГД} p_{II nГД}}{\eta_{VD} p_{II nД}} . \quad (2.26)$$

Поділивши одне на одне рівняння (2.23), (2.24) і з урахуванням виразів (2.15), (2.25) і (2.26), приведемо до такого вигляду:

$$M_{nГД} = \psi_2 M_{nД} - M_{\epsilon} \frac{\mu_n}{\mu_{\epsilon}} . \quad (2.27)$$

Поділивши почленно вираз (2.27) на одиницю часу, у результаті отримаємо рівняння для визначення витрати повітря $G_{nГД}$ газодизелем без наддуву:

$$G_{nГД} = \psi_2 G_{nД} - G_{\epsilon} \frac{\mu_n}{\mu_{\epsilon}} . \quad (2.28)$$

У розрахунках можна приймати значення коефіцієнта ψ_2 рівним одиниці. За необхідності значення коефіцієнта ψ_2 може бути уточнене за експериментальними даними, отриманими в дизельному та газодизельному циклах при однаковому режимі навантаження двигуна. Для цього має бути використана залежність

$$\psi_2 = \frac{G_{nГД} - G_{\epsilon} \frac{\mu_n}{\mu_{\epsilon}}}{G_{nД}} . \quad (2.29)$$

2.2 Тиск у повітряному каналі газоповітряного змішувача

За правилами вимірювання [2], витрата G будь-якого газу між двома перерізами 1 і 2 може бути визначена за такою формулою

$$G = \gamma \varepsilon A_2 \sqrt{2 \rho_1 (p_1 - p_2)}, \quad (2.30)$$

де γ – коефіцієнт витрати; ε – коефіцієнт стисливості; A_2 – площа перерізу I ; ρ_1 – густина газу в перерізі I ; p_1 і p_2 – відповідно тиски в перерізах I і II .

Таким чином, для перерізів I і II в СПГПС залежність (2.30) набуде такого вигляду

$$G_n = \gamma_{II_n} \varepsilon_{II_n} A_{II_n} \sqrt{2 \rho_1 (p_I - p_{II_n})}. \quad (2.31)$$

Із залежності (2.31) можна виразити тиск p_{II_n} у повітряному каналі газоповітряного змішувача. Нехтуючи коефіцієнтом стисливості ε_{II_n} , який для режиму течії повітря і газу у вузлах СПГПС близький до одиниці, отримаємо

$$p_{II_n} = p_I - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{G_n}{\gamma_{II_n} A_{II_n}} \right)^2. \quad (2.32)$$

Для знаходження густини повітря, газу та газоповітряної суміші будемо використовувати рівняння стану (2.5). Після перетворень воно набуде вигляду

$$\rho = \frac{\mu p}{RT}. \quad (2.33)$$

Тоді вираз для визначення густини повітря ρ_I за повітроочисником буде таким

$$\rho_I = \frac{\mu_n p_I}{RT_I}. \quad (2.34)$$

Температуру T_I можна визначити, припускаючи адіабатичну течію повітря в повітроочиснику:

$$T_I = T_0 \left(\frac{p_I}{p_0} \right)^{\frac{k_n-1}{k_n}}. \quad (2.35)$$

Підставляючи вираз (2.35) у (2.34) та перетворюючи, отримаємо

$$\rho_I = \frac{\mu_n p_I^{\frac{1}{k_n}} p_0^{\frac{k_n-1}{k_n}}}{RT_0}. \quad (2.36)$$

Для визначення тиску повітря p_I у вихідному патрубку повітроочисника при певному ступені його засміченості можна використати формулу, виведену з

рівняння витрати газу (2.30) та модифікації рівняння стану ідеального газу (2.33) для перерізів 0 і I. Нехтуючи стисливістю ε , отримаємо

$$\rho_I = p_0 - \frac{G_n^2 R T_0}{2 \gamma_I'^2 \mu_n p_0}, \quad (2.37)$$

причому коефіцієнт витрати γ_I' включає в себе площу «живого перерізу» повітроочисника, яка не піддається вимірюванню.

Розрідження p' пов'язане з тиском p такою залежністю:

$$p' = p_0 - p. \quad (2.38)$$

Переходячи до розрідження p'_I через формулу (2.38), отримаємо

$$p'_I = \frac{G_n^2 R T_0}{2 \gamma_I'^2 \mu_n p_0}. \quad (2.39)$$

Квадратична залежність розрідження за повітроочисником від витрати повітря запропонована в роботі [3].

Величина коефіцієнта витрати повітроочисника γ_I' залежить від типу повітроочисника і може бути визначена експериментально. Коефіцієнт γ_I' незалежно від режиму роботи двигуна може бути розрахований за формулою

$$\gamma_I' = \frac{G_n}{\sqrt{2 \frac{\mu_n p_0}{R T_0} p'_I}}. \quad (2.40)$$

За необхідності коефіцієнт γ_I' може бути уточнений деякою функцією.

2.3 Вплив забруднення повітроочисника на роботу СПГПС

Розрідження, створюване сучасними повітроочисниками, залежить від їх принципової схеми і для нових фільтрів при роботі автотракторного двигуна з повним навантаженням, залежно від його типу, коливається в межах 600...5500 Па [2]. По мірі осадження пилу розрідження за повітроочисником збільшується, особливо при паперових фільтрувальних елементах.

Забруднення повітряного фільтра істотно впливає на роботу СПГПС. Так, у найпростішій СПГПС, яка представлена на рис. 2.1, у результаті забруднення повітроочисника може значно зрости витрата газу на режимах великого

навантаження газодизеля. Теоретично обґрунтувати це явище можна таким чином на прикладі безнаддувного газодизеля.

Розглянемо номінальний режим двигуна. Для схеми СПГПС, представленої на рис. 2.1, тиск в атмосферній камері ГРНТ дорівнює атмосферному, тобто $p_{AK} = p_0$. Тоді витрату газу двигуном можна виразити таким чином:

$$G_z = \gamma_{VII} \varepsilon_{VII} A_{VII} \sqrt{2\rho_{VI} (p_0 + b_1 - b_2 G_z - b_3 G_z^{b_4} - p_{VII})}, \quad (2.41)$$

де b_1 , b_2 , b_3 та b_4 – дослідні коефіцієнти.

При номінальному режимі регулятор частоти обертання валу двигуна забезпечує відкриття дозатора газу з певною і сталою площею прохідного перерізу A_{VII} . Коефіцієнт витрати дозатора γ_{VII} , коефіцієнт стисливості ε_{VII} і густину газу перед дозатором також можна прийняти сталими. При цьому, вважаючи газовий регулятор низького тиску ізодромним ($b_1 = b_2 = 0$) і нехтуючи відносно малими втратами тиску в газовій магістралі на ділянці регулятора – дозатор газу ($b_3 = b_4 = 0$), залежність можна подати у вигляді:

$$G_z = \kappa \sqrt{p_0 - p_{VII}}, \quad (2.42)$$

де κ – сталий коефіцієнт.

Різниця $p_0 - p_{VII}$ є розрідженням після дозатора. Тоді залежність буде тотожною такій:

$$G_z = \kappa \sqrt{p'_{VII}}. \quad (2.43)$$

Нехтуючи відносно невеликими втратами тиску в газовому трубопроводі між дозатором газу і газоповітряним змішувачем, зробимо прийняття в конкретній задачі припущення про рівність розрідження у дозаторі газу і розрідження у повітряному каналі газоповітряного змішувача.

Тоді вираз набуде вигляду:

$$G_z = \kappa \sqrt{p'_{III}}. \quad (2.44)$$

Розрідження p'_{III} можна виразити попередніми залежностями, тому отримаємо:

$$p'_{ln} = p'_l + \frac{1}{2\rho_l} \left(\frac{G_n}{\gamma_{ln} A_{ln}} \right)^2. \quad (2.45)$$

При розв'язанні даної задачі величину $\frac{1}{2\rho_l} \left(\frac{G_n}{\gamma_{ln} A_{ln}} \right)^2$, що являє собою перепад тиску між вихідним патрубком повітроочисника і газоповітряним змішувачем, для безнаддувного автотракторного газодизеля при номінальному режимі можна прийняти рівною 4000 Па. З урахуванням вищесказаного вираз набуде вигляду:

$$G_z = \kappa \sqrt{p'_l + 4000}. \quad (2.46)$$

Припустимо, що розрідження p'_l за повітроочисником збільшилось унаслідок його засмічення з 2000 до 6000 Па, що зазвичай має місце в автотракторних дизелях. Тоді визначимо за допомогою формули (2.46) відношення витрати газу G_{z3} при забрудненому повітроочиснику до витрати газу $G_{zч}$ при чистому повітроочиснику:

$$\frac{G_{z3}}{G_{zч}} = \frac{\kappa \sqrt{6000 + 4000}}{\kappa \sqrt{2000 + 4000}} = 1,3. \quad (2.47)$$

РОЗДІЛ 3 ЗАПРОПОНОВАНЕ ТЕХНІЧНЕ РІШЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ВУЗЛІВ СПГПС

3.1 Раціональна схема СПГПС газодизеля з турбонаддувом

Як встановлено з залежності (2.47), у досліджуваній найпростішій схемі СПГПС при забрудненні повітроочисника, що викликає збільшення розрідження за ним у 3 рази, витрата газу газодизелем збільшується на 30%. У результаті цього потужність двигуна істотно зростає за рахунок збільшення крутного моменту, що може викликати вихід двигуна з ладу внаслідок перевантаження.

У газодизелів з турбонаддувом це збільшення витрати газу ще більше, оскільки при збільшенні їх потужності, незалежно від частоти обертання валу двигуна, збільшується витрата повітря. У результаті розрідження в газоповітряному змішувачі збільшується ще на додаткову величину, що призводить до додаткового збільшення витрати газу.

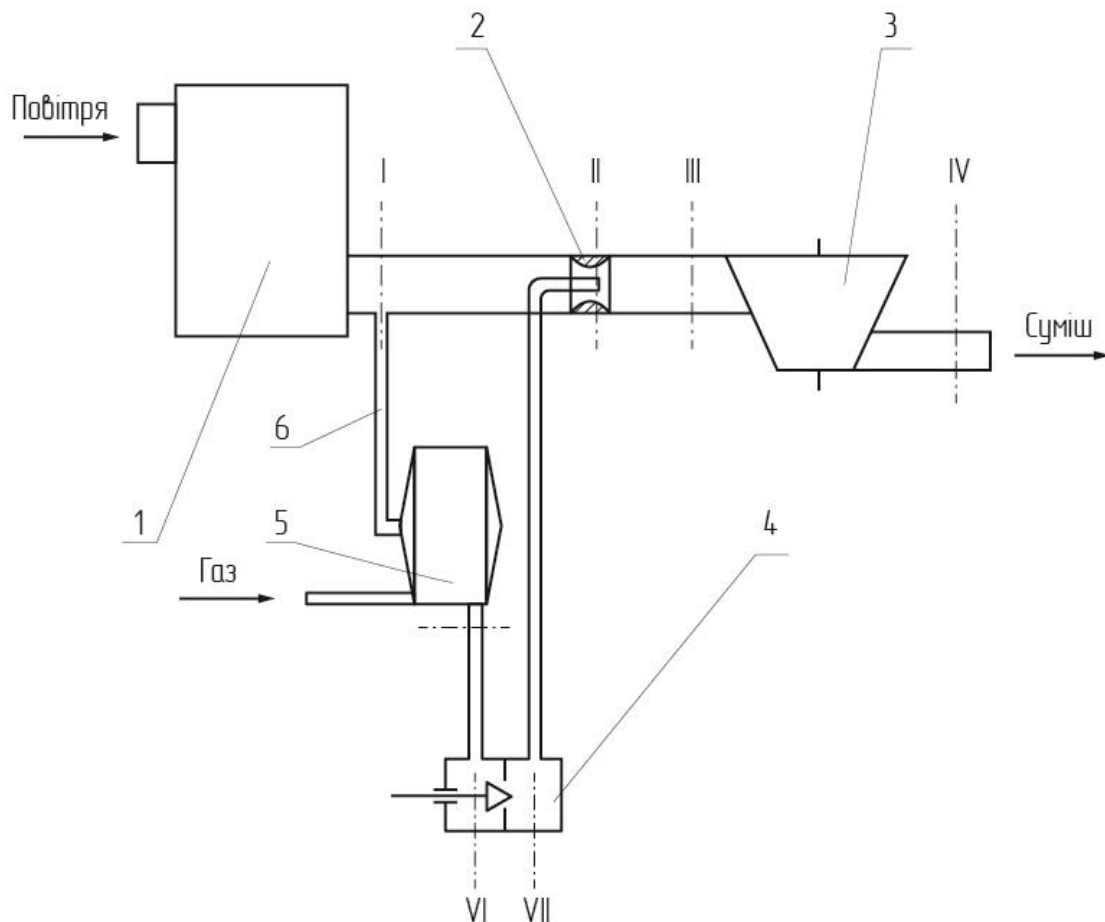
Унаслідок вищесказаного застосування найпростішої конструктивної схеми СПГПС, зображеної на рис. 2.1, є недопустимим.

Рішенням даної технічної задачі є конструктивна схема СПГПС, представлена на рис. 3.1.

У цій схемі вихідний переріз 1 повітроочисника 1 з'єднаний рукавом підведення розрідження 6 з атмосферою камерою газового регулятора 5. При цьому в атмосферній камері регулятора 5 встановлюється тиск, рівний статичному тиску повітряного потоку у вихідному патрубку повітроочисника, тобто $p_{AK} = p_I$

Визначимо залежність витрати газу при номінальному режимі двигуна для конструктивної схеми СПГПС, показаної на рис. 3.1. Оскільки атмосферна камера регулятора з'єднана вже не з атмосферою, а з вихідним патрубком повітроочисника, вираз витрати газу при раніше прийнятих припущеннях набуде такого вигляду:

$$G_g = \kappa \sqrt{p_I - p_{VII}} \cdot \quad (3.1)$$



1 – повітроочисник; 2 – газоповітряний змішувач; 3 – турбокомпресор; 4 – дозатор газу; 5 – газовий регулятор низького тиску; 6 – рукав підведення розрідження.

Рисунок 3.1 – Раціональна схема СПГПС газодизеля з турбонаддувом

Вираз (3.1) з абсолютними тисками тотожний такому виразу з розрідженнями:

$$G_z = \kappa \sqrt{p'_{VII} - p'_I}. \quad (3.2)$$

Виконаємо заміну і в результаті отримаємо:

$$G_z = \frac{\kappa G_{n\Gamma D}}{\gamma_{IIn} A_{IIn}} \sqrt{\frac{1}{2\rho_I}}. \quad (3.3)$$

Аналізуючи залежність можна зробити висновок, що в раціональній схемі СПГПС, наведеній на рис. 3.1, забруднення повітряного фільтра практично не позначається на витраті газу, оскільки в залежності (3.3) розрідження за

повітроочисником відсутнє і на жодну величину, що входить до цього виразу, воно суттєво не впливає.

3.2 Розрахунок конструктивних параметрів вузлів СПГПС

3.2.1 Параметри газоповітряного змішувача

Газоповітряний змішувач повинен створювати необхідне розрідження для всмоктування газу з редуктора, а також забезпечувати якісне змішування повітря і газу. Найважливішим конструктивним параметром газоповітряного змішувача є площа A_{In} повітряного каналу. Зменшення площі A_{In} призводить до падіння тиску в змішувачі і, як наслідок, до збільшення можливої подачі газу. Однак при цьому зменшується коефіцієнт наповнення циліндрів двигуна, особливо в дизельному циклі, що веде до зниження економічності двигуна.

Тому розрахунок змішувача зводиться до визначення мінімальної площі A_{In} , здатної забезпечити необхідну витрату газу G_g у номінальному режимі газодизеля.

Для цього, стосовно газодизельного циклу, виразимо площу A_{In} . Вважаючи коефіцієнти витрати γ_{In} і стисливості ε_{In} рівними одиниці, а також приймаючи густину повітря рівною ρ_0 та виражаючи її згідно із залежністю, отримаємо

$$A_{In} = \frac{G_{nГД}}{\sqrt{2 \frac{\mu_n \rho_0}{RT_0} (p_I - p_{InГД})}}. \quad (3.4)$$

Перепад тиску Δp_{V-In} між виходом регулятора (переріз V) і повітряним каналом газоповітряного змішувача (переріз II) повинен у номінальному режимі становити 4000...6000 Па. Це пов'язано з тим, що тиск у цьому газопроводі повинен бути якомога ближчим до атмосферного, при цьому створюваний перепад усе ж має дозволяти здійснювати регулювання витрати газу методом його дроселювання в дозаторі. Лише в цьому випадку запобігається витікання газу, а також проникненню повітря в газопровід.

При надлишковому тиску відбувається витік газу в навколишнє середовище, а у випадку значного розрідження в газопроводі утворення горючої суміші газу і повітря може призвести до вибуху [2].

Таким чином, у розрахунках приймають $\Delta p_{V-II_n} = 4000 \dots 6000$ Па, причому більші значення перепаду відповідають двигунам більшої потужності. Тоді можна записати

$$p_{II_n \Gamma Д} = p_V - \Delta p_{V-II_n}. \quad (3.5)$$

При з'єднанні атмосферної камери регулятора з вихідним патрубком повітроочисника, залежність (3.5) набуде вигляду:

$$p_{II_n \Gamma Д} = p_I + b_1 - b_2 G_z - \Delta p_{V-II_n}. \quad (3.6)$$

Однак, враховуючи те, що коефіцієнти b_1 і b_2 дуже малі, приймемо їх у даній задачі рівними нулю. Тоді отримаємо

$$p_{II_n \Gamma Д} = p_I - \Delta p_{V-II_n}. \quad (3.7)$$

Тоді отримаємо:

$$A_{II_n} = \frac{G_{n \Gamma Д}}{\sqrt{2 \frac{\mu_n \rho_0}{RT_0} \Delta p_{V-II_n}}}. \quad (3.8)$$

Можна зробити висновок, що залежність витрати повітря $G_{n \Gamma Д}$ для однієї точки номінального режиму газодизельної характеристики наддувного газодизеля матиме такий вигляд:

$$G_{n \Gamma Д} = \chi G_{n Д} - G_z \frac{\mu_n}{\mu_z}. \quad (3.9)$$

де

$$\chi = \sqrt[k_n]{\frac{p_{IV_{ном} \Gamma Д}}{p_{IV_{ном} Д}}}. \quad (3.10)$$

Порівнюючи вирази, можна зробити висновок, що вони однотипні. З урахуванням цього, залежність для визначення площі A_{II_n} повітряного каналу газоповітряного змішувача набуде вигляду:

$$A_{II n} = \frac{\chi G_{nД} - G_z \frac{\mu_n}{\mu_z}}{\sqrt{2 \frac{\mu_n p_0}{RT_0} \Delta p_{V-II n}}} . \quad (3.11)$$

де χ – коефіцієнт: для газодизелів без турбонаддуву $\chi = 1$; з турбонаддувом $\chi = 0,91 \dots 0,95$ (більші значення – для меншого тиску наддуву в номінальному режимі дизельного циклу).

Площу розраховують за номінальним режимом двигуна. При цьому витрату повітря в дизельному режимі беруть із характеристики базового дизеля, а витрату газу попередньо розраховують за формулою (2.4), приймаючи при цьому для газодизеля із запальною дозою дизельного палива 20...25% від номінальної подачі коефіцієнт k_1 рівним одиниці.

Якщо повітряний канал газоповітряного змішувача має форму кола, то його діаметр d можна визначити за формулою

$$d_{II n} = 2 \sqrt{\frac{A_{II n}}{\pi}} . \quad (3.12)$$

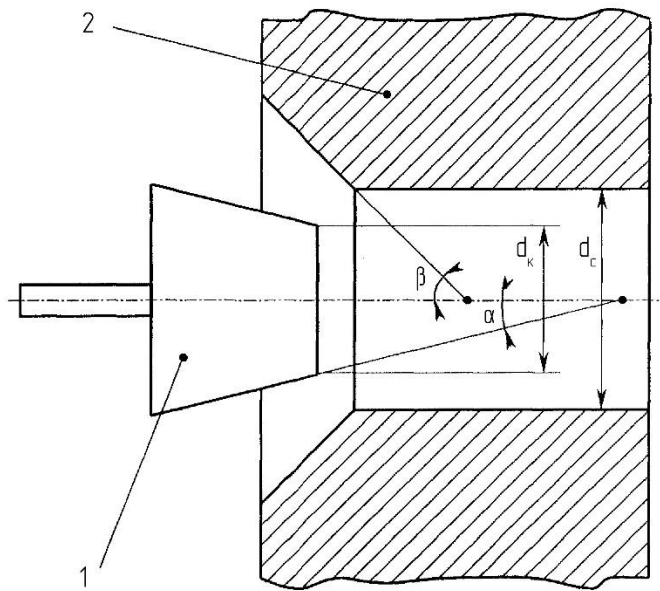
3.2.2 Параметри дозатора газу

Дозатор газу з конічним регулювальним органом має низку переваг, основними з яких є простота його виготовлення та можливість отримання неоднорідної залежності площі його прохідного перерізу від ходу конічного регулювального органу.

Нижче наведено розрахунок саме такого дозатора газу. На рис. 3.2 зображена схема дозатора газу.

Основними геометричними параметрами дозатора газу такого типу є діаметр d_c отвору сідла 2, діаметр d_k меншої основи конічного регулювального органа 1 (далі – конуса), кут нахилу твірної регулювального конуса α та кут фаски сідла β .

Визначимо залежність $A_{VII} = f(X)$ площі прохідного перерізу дозатора газу від ходу X регулювального конуса відносно сідла.



1 – регулювальний орган; 2 – сідло

Рисунок 3.2 – Схема дозатора газу з конічним регулювальним органом

Для дозатора газу з конічним регулювальним органом поверхня прохідного перерізу завжди являє собою бічну поверхню деякого зрізаного прямого конуса. Тоді площа A_{VII} бічної поверхні цього конуса може бути розрахована за відомою формулою геометрії [9]

$$A_{VII} = \pi l(R + r), \quad (3.13)$$

де l – довжина твірної конічної поверхні; R і r – відповідно радіуси більшої та меншої основ конічної поверхні.

Величини l , R і r залежать від ходу X регулювального конуса, причому існує три характерні ділянки залежності l , R і r від X . Розглянемо ці ділянки у порядку збільшення ходу регулювального конуса X .

Перший відрізок.

Схема для розрахунку дозатора газу на першому відрізку зображена на рис. 3.3. Тут твірна конічної поверхні l є перпендикуляром KO до твірної регулювального конуса. При цьому хід регулювального конуса X дорівнює довжині відрізка PK . Оскільки трикутник KOP є прямокутним, можна записати $l = X \sin \alpha$.

Радіус R більшої основи конічної поверхні є радіусом отвору сідла. Отже,

$$R = \frac{d_c}{2}. \quad (3.14)$$

Радіус r меншої основи можна визначити як різницю половини діаметра отвору сідла і проєкції твірної l конічної поверхні на вертикаль:

$$r = \frac{d_c}{2} - l \cos \alpha. \quad (3.15)$$

Тоді, отримаємо вираз для визначення прохідного перерізу дозатора газу на першому відрізку

$$A_{VII} = \pi X \sin \alpha \left(d_c - \frac{X}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (3.16)$$

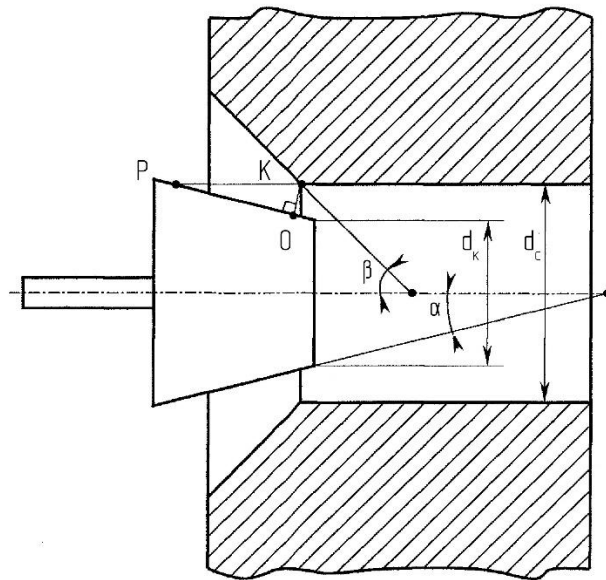


Рисунок 3.3 – Схема для розрахунку дозатора газу на першій ділянці
Другий відрізок.

Схема для розрахунку дозатора газу на другому відрізку наведена на рис. 3.4.

Радіус R більшої основи конічної поверхні є радіусом отвору сідла, тобто при визначенні R для другого відрізка справедливий вираз (3.14).

Радіус r меншої основи конічної поверхні є радіусом меншої основи регульовального конуса. Отже,

$$r = \frac{d_k}{2}. \quad (3.17)$$

Довжина твірної конічної поверхні l дорівнює довжині відрізка KO , яку можна знайти з прямокутного трикутника KOS :

$$l = \sqrt{OS^2 + SK^2}. \quad (3.18)$$

Катет OS можна визначити за формулою

$$OS = \frac{d_c - d_k}{2}. \quad (3.19)$$

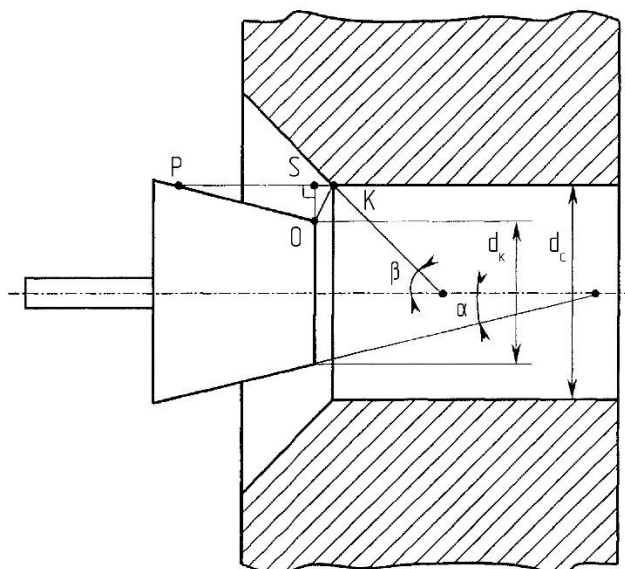


Рисунок 3.4 – Схема для розрахунку дозатора газу на другому відрізку

Катет SK пов'язаний із ходом регулювального конуса X , діаметрами d_c , d_k і кутом α залежністю

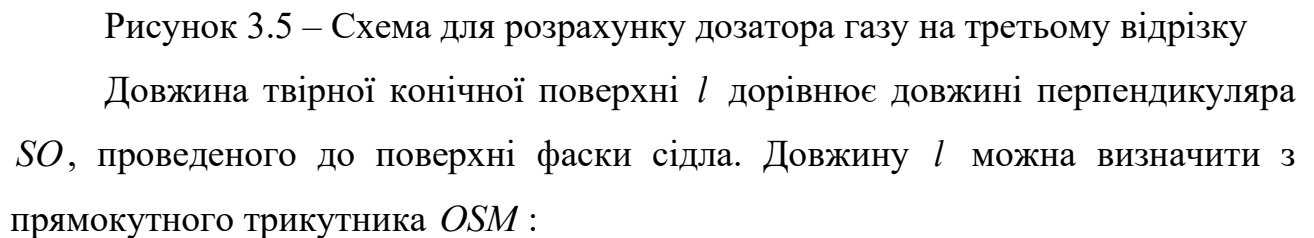
$$SK = X - \frac{d_c - d_k}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (3.20)$$

З урахуванням цього, залежність для визначення площі прохідного перерізу на другому відрізку набуває вигляду:

$$A_{VII} = \pi \sqrt{\left(\frac{d_c - d_k}{2}\right)^2 + \left(X - \frac{d_c - d_k}{2 \operatorname{tg} 2}\right)^2} \frac{d_c + d_k}{2}. \quad (3.21)$$

Третій відрізок.

Схема для розрахунку дозатора газу на третьому відрізку показана на рис. 3.5. На схемі позначено паралелограм $KLOP$. Його сторони, паралельні осі симетрії конуса і сідла, дорівнюють ходу X , тобто $LO = PK = X$.



Довжина OM дорівнює різниці довжини LO (ходу конуса X) і LM , тобто $OM = X - LM$. Або, враховуючи, що $LM = LN - MN$,

Трикутники KLN і KMN є прямокутними, а їх спільна сторона KN дорівнює $(d_c - d_\kappa) / 2$. Тому можна записати

Радіус R більшої основи конічної поверхні є проєкцією твірної l на вертикаль:

Радіус r меншої основи конічної поверхні є радіусом меншої основи регульовального конуса.

Остаточно для визначення площі прохідного перерізу на третьому відрізку отримаємо:

$$A_{VII} = \pi \sin \beta \left[X - \frac{d_c - d_k}{2} \left(\frac{1}{\sin \alpha} - \frac{1}{\sin \beta} \right) \right] \left[\left(X - \frac{d_c - d_k}{2} \left(\frac{1}{\sin \alpha} - \frac{1}{\sin \beta} \right) \right) \frac{\sin 2\beta}{2} + \frac{d_k}{2} \right]. \quad (3.26)$$

На регуляторній гілці характеристики двигуна необхідно забезпечити однорідність залежності прохідного перерізу дозатора газу від ходу X регулювального конуса. Дотримання цієї умови необхідне для отримання регуляторної гілки характеристики без зламів, що має місце у дизельному циклі. Для цього потрібно забезпечувати отримання регуляторної гілки лише першою ділянкою залежності $A_{VII} = f(X)$. Введемо поняття сумарного ходу X_Σ регулювального конуса, який є сумою

$$X_\Sigma = X_{рег} + X_{кор}, \quad (3.27)$$

де $X_{рег}$, $X_{кор}$ – відповідно хід регулювального конуса дозатора газу на регуляторній і коректорній гілках характеристики.

Під ходом $X_{кор}$ дозатора газу на коректорній гілці характеристики будемо розуміти переміщення регулювального конуса дозатора газу при зниженні частоти обертання валу двигуна від номінальної до частоти, що відповідає максимальному крутному моменту. Це обумовлено тим, що режим максимального крутного моменту і номінальний режим є найважливішими в характеристиці автотракторного двигуна.

3.3 Розрахунок конструктивних параметрів вузлів СПГПС на прикладі газодизеля Д-245

Оскільки розрахунку підлягають лише газоповітряний змішувач і дозатор газу, визначимо їх конструктивні параметри, які забезпечили б отримання характеристики газодизеля, що збігається за потужністю і крутним моментом зі швидкісною характеристикою базового дизеля.

При цьому початкову запальну дозу дизельного палива приймемо на рівні 20...25%. Значення раніше визначених коефіцієнтів у розрахункових формулах будемо брати з розрахунків.

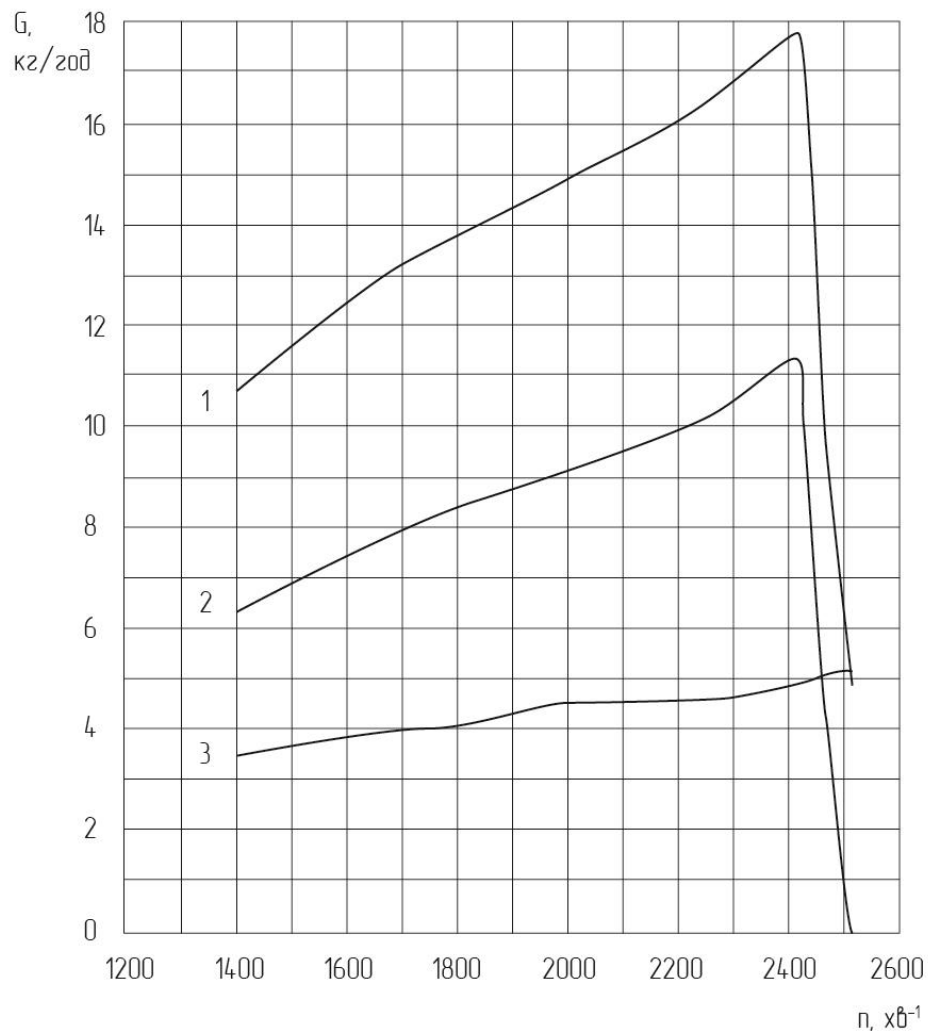
Розрахуємо площу повітряного каналу газоповітряного змішувача. Для цього попередньо визначимо необхідну витрату газу G_z газодизелем на зовнішній характеристиці за формулою (2.4), беручи витрату палива в дизельному циклі з [5], а нижчу теплоту згоряння палив – з [6].

Оскільки характер залежності запальної дози дизельного палива $G_{од}$ від частоти обертання n валу двигуна при регулюванні практично не змінюється, використаємо дані, збільшуючи на 1 кг/год величину запальної дози на кожному швидкісному режимі характеристики.

За результатами розрахунку (табл. 3.1) побудовано залежності витрат палив від частоти обертання валу двигуна (рис. 3.6).

Таблиця 3.1 – Розрахунок показників двигуна в газодизельному циклі

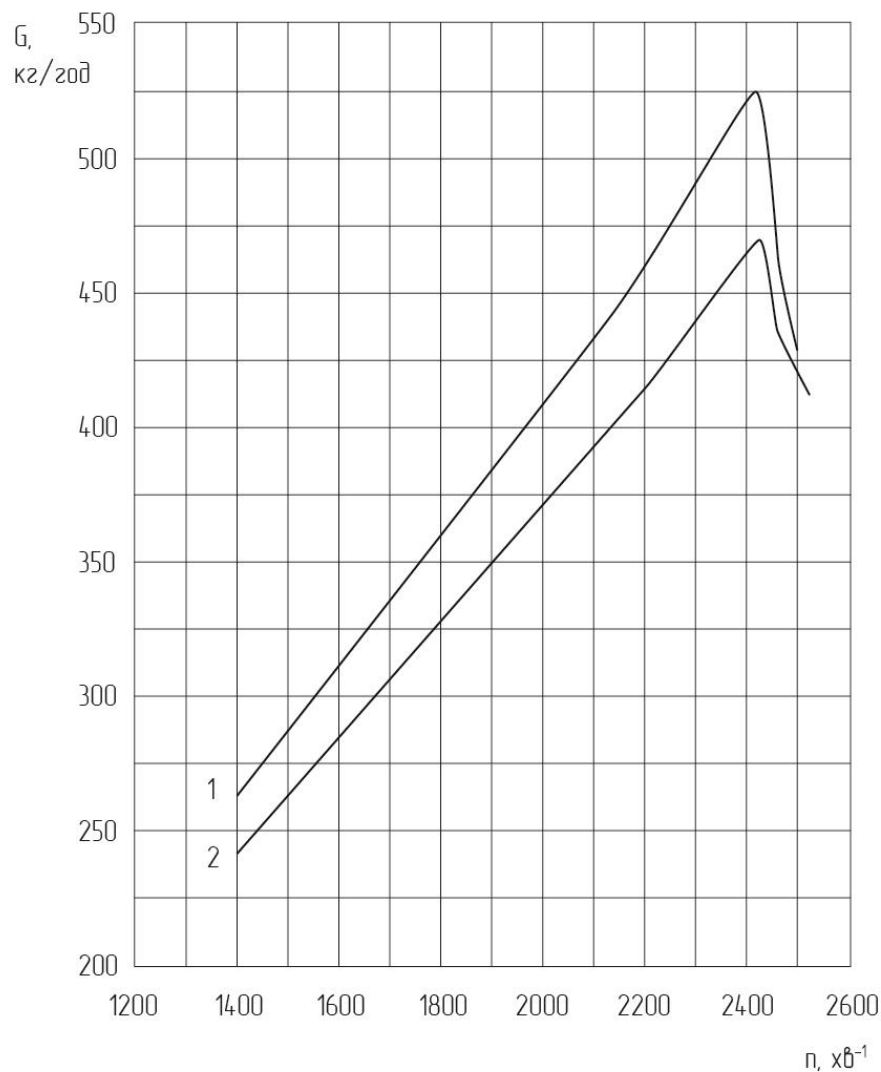
Хід конусу дозатора X , мм	Розрідження p_{VII1} / p_{VII2} Па	Розрідження p_{IIn1} / p_{IIn2} Па	Розрідження p_{I1} / p_{I2} Па	Тиск наддуву p_{IV} , МПа	Витрата дизельного палива G_o , кг/год
0,2	3090/3130	2590/2580	680/670	0,0210	4,85
1,0	3390/3420	2830/2830	750/740	0,0290	7,12
2,0	3840/3880	3200/3200	840/830	0,0410	10,47
2,9	4450/4500	3700/3690	960/950	0,0580	13,84
4,1	5160/5130	4310/4280	1100/1080	0,0760	17,21
4,1	5200/5250	4340/4320	1110/1090	0,0790	17,77
4,2	4000/4060	3370/3340	870/860	0,0680	16,08
4,4	3050/3080	2600/2580	680/670	0,0600	14,90
5,0	2340/2360	2010/2000	550/540	0,0530	13,70
5,1	1960/1990	1690/1680	470/460	0,0480	13,00
5,2	1240/1260	1070/1070	300/300	0,0310	10,75



1 – витрата дизельного палива у дизельному циклі; 2 – витрата природного газу у газодизельному циклі; 3 – запальна доза дизельного палива у газодизельному циклі

Рисунок 3.6 – Витрати палив у газодизелі Д-245 на зовнішній характеристиці:

Витрату повітря $G_{nГД}$ у газодизельному циклі розрахуємо для зовнішньої характеристики. Вихідні дані щодо витрати повітря візьмемо з [3, 4]. Результати розрахунку наведені на графіку (рис. 3.7).



1 – у дизельному циклі; 2 – у газодизельному циклі

Рисунок 3.7 – Витрата повітря газодизелем Д-245 на зовнішній характеристиці

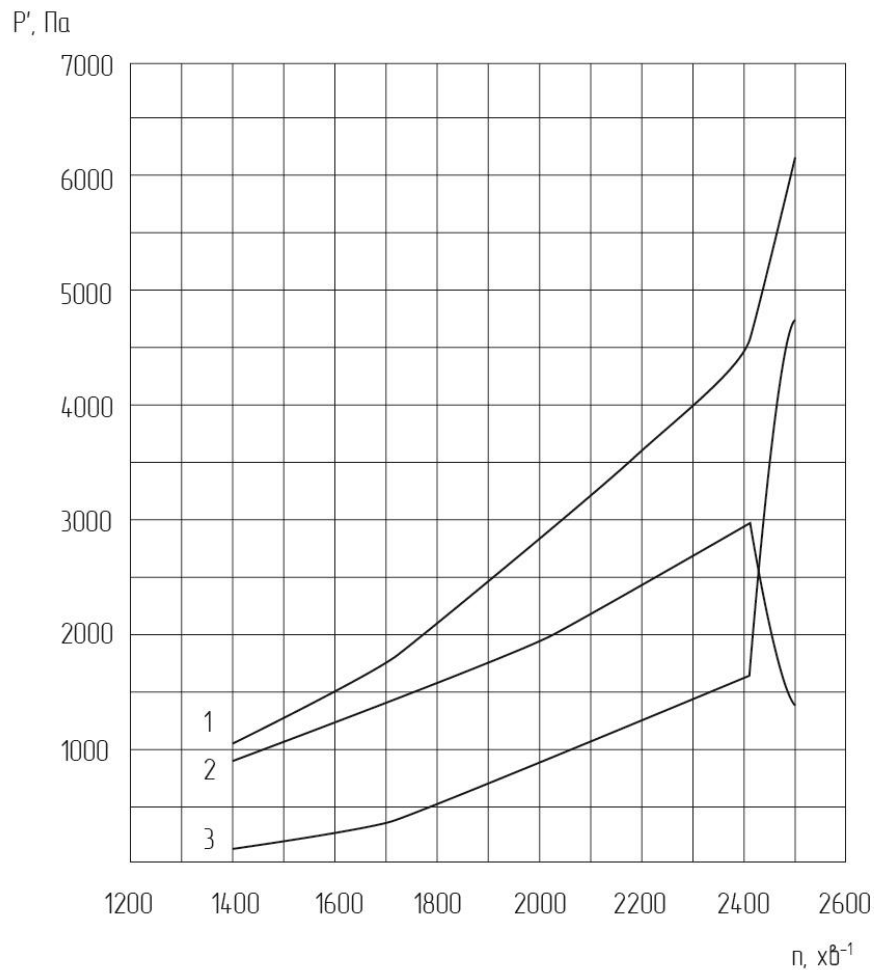
Таким чином, приймаючи значення загального перепаду Δp_{V-II} рівним 4500 Па, а коефіцієнта χ – рівним 0,93, і використовуючи необхідні дані номінального режиму, отримаємо

$$A_{In} = 1280 \text{ мм}^2. \quad (3.28)$$

Ця площа відрізняється лише на 0,6% від площі найбільш поширеного змішувача $A_{In} = 1269 \text{ мм}^2$, який придатний для даного газодизеля.

Для розрахунку конструктивних параметрів дозатора газу розрахуємо перепад тиску між входною і вихідною порожнинами дозатора газу на зовнішній характеристиці газодизеля. Для цього попередньо визначимо розрідження у цих

порожнинах. За результатами розрахунку побудовано залежності, що наведені на рис. 3.8.



1 – розрідження у вхідній порожнині дозатора газу; 2 – розрідження у вихідній порожнині дозатора газу; 3 – перепад тиску у дозаторі газу

Рисунок 3.8 – Розрідження і перепад тиску у вхідній та вихідній порожнинах дозатора газу Д-245 на зовнішній характеристиці:

Потрібну площу прохідного перерізу дозатора газу, що забезпечує витрату газу G_z при перепаді тиску у ньому, розрахуємо для зовнішньої характеристики, беручи вихідні дані з відповідних графіків. За результатами розрахунку побудовано графік залежності потрібної площі $A_{\text{пл}}$ прохідного перерізу дозатора газу від частоти обертання n вале двигуна (рис. 3.9).

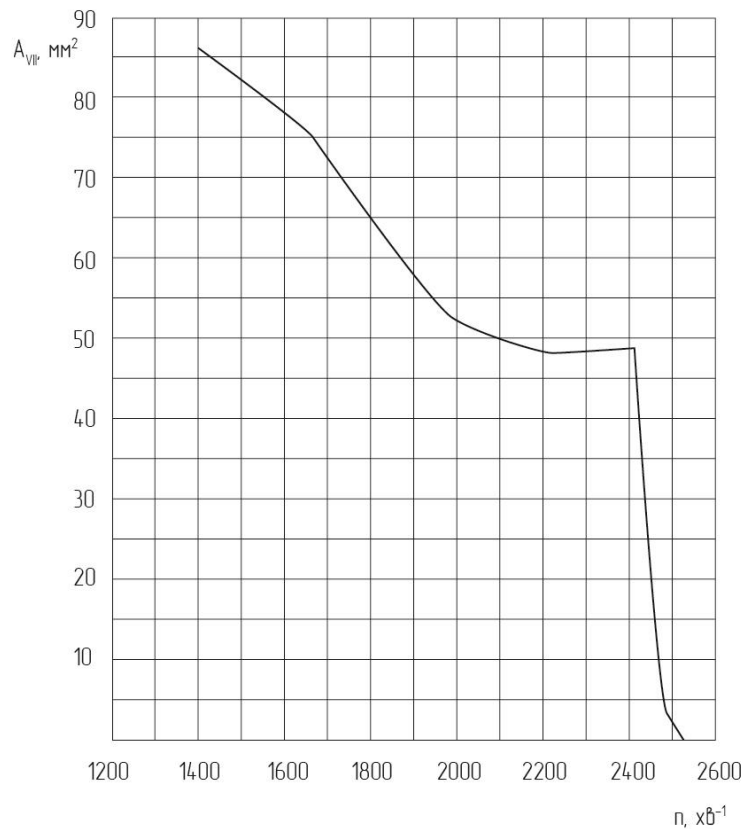


Рисунок 3.9 – Площа прохідного перерізу дозатора газу газодизеля Д-245 на зовнішній характеристиці

Однак для визначення конструктивних параметрів дозатора газу необхідна залежність потрібної площі прохідного перерізу дозатора газу від ходу регулювального конуса. Цю залежність можна отримати графічним методом з попередніх залежностей, виключаючи з них частоту обертання валу двигуна. При цьому, в ідеальному випадку твірна поверхні регулювального конуса дозатора повинна бути деякою кривою, яка забезпечує складну залежність зміни площі прохідного перерізу A_{vpr} дозатора газу від ходу X регулювального конуса. Але складність виготовлення такого конуса значно підвищується.

Розрахуємо для попереднього діаметра отвору сідла регулювального конуса дозатора $d_c = 16,2$ мм конструктивні параметри прямого незрізаного на робочій поверхні регулювального конуса за двома найголовнішими точками характеристики автотракторного двигуна: номінальним режимом і режимом максимального крутного моменту. Для дизеля Д-245 ці режими, згідно з [10], відповідають частотам обертання 2400 і 1700 об/хв. Потрібна площа прохідного

перерізу A_{VII} дозатора газу на цих частотах обертання, за рис. 3.9, повинна становити відповідно 48,9 і 72,8 мм². Хід дозатора на коректорній гілці між основними точками 2400 і 1700 хв⁻¹ становить один міліметр ($X = 1$ мм).

Щоб визначити невідомі конструктивні параметри такого дозатора газу, розв'яжемо систему рівнянь для трьох різних положень дозатора.

У результаті розв'язання системи були отримані такі значення параметрів дозатора газу:

- $X_p = 1,9$ мм – хід конуса на регуляторній гілці;
- $X_\Sigma = 2,9$ мм – сумарний хід конуса;
- $\alpha = 33^\circ$ – кут нахилу твірної конуса.

Залежність площі прохідного перерізу дозатора газу від ходу регулювального конуса при цих параметрах показана на рис. 3.10 переривчастою лінією.

3.4 Характеристика газодизеля з покращеною СПГПС

За результатами розрахунків, відповідно до методики [11], отримана швидкісна характеристика газодизеля при роботі за газодизельним циклом. Результати розрахунків наведені в табл. 3.2.

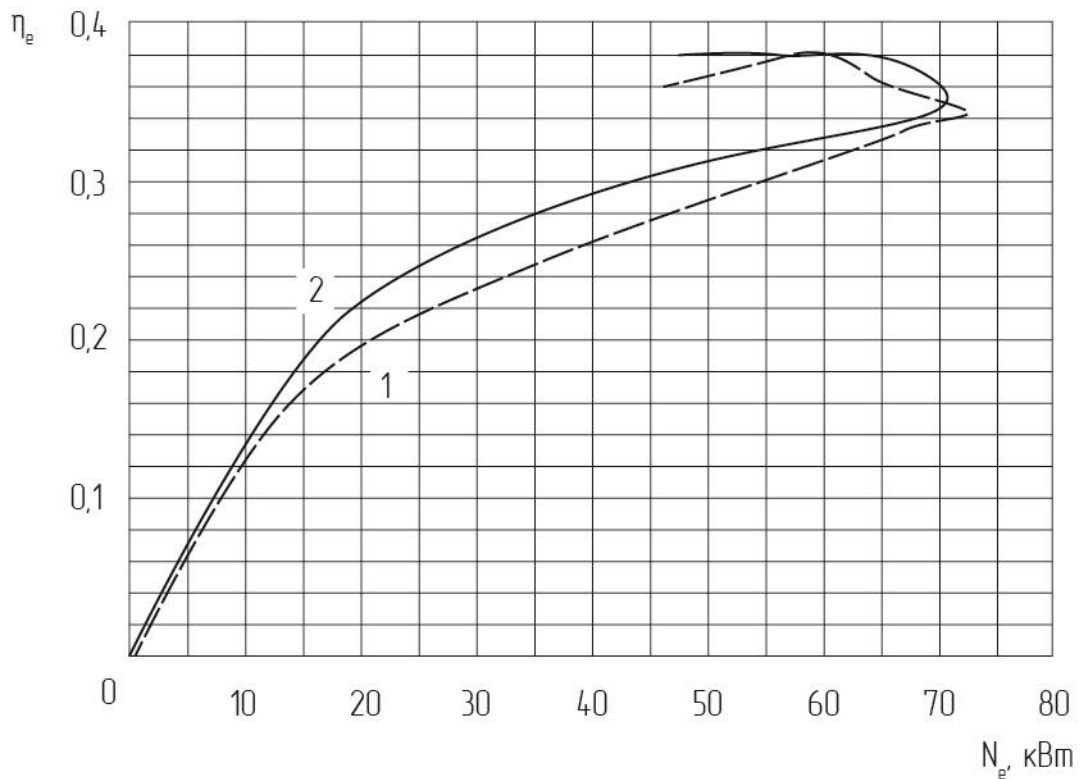
Аналіз характеристик газодизеля Д-245, наведених на табл. 3.2, свідчить про те, що характеристика конвертованого газодизеля з оптимізованою СПГПС при його роботі за газодизельним циклом була вдосконалена, оскільки має місце практична відповідність потужності та крутного моменту в обох циклах роботи в усьому діапазоні частот обертання колінчастого валу двигуна.

Шляхом покращення конструктивних параметрів СПГПС газодизеля за допомогою розроблених методів, було досягнуто необхідного номінального коефіцієнта запасу крутного моменту, який становив 0,16 (проти 0,09 у газодизеля без доопрацювання СПГПС).

Таблиця 3.2 – Приклад розрахунків швидкісної характеристики газодизельного двигуна з покращеною СПГПС

Потужність N_e , кВт	Крутний момент M_k , Н·м	Ефективний ККД η_e	Витрата повітря G_n , кг/год	Витрата газу G_g , кг/год	Коефіцієнт надлишку повітря α	Тиск наддуву P_{IV} , кПа	Розрідження, Па				Прохідний переріз дозатора A_{VII} , мм ²	Коефіцієнт витрати дозатора γ_{VII}
							p'_I	p'_{IIa}	p'_{VII}	p'_{VI}		
1,11	4,2	0,024	407,4	0,12	7,19	21,5	1305	4925	5945	1285	—	—
17,04	66,0	0,182	423,3	2,14	3,72	27,5	1324	5248	5523	1471	5,51	1,56
35,16	138,3	0,249	438,8	5,65	2,54	39,2	1511	5749	4552	1874	19,02	1,48
53,36	211,4	0,301	459,8	8,65	2,11	52,0	1648	6337	4483	2364	34,71	1,40
71,17	284,4	0,343	470,5	11,22	1,85	62,8	1727	6681	4434	2972	52,31	1,45
70,84	287,3	0,345	466,6	10,99	1,85	61,8	1697	6612	4332	2894	52,31	1,43
70,22	306,2	0,356	418,9	10,28	1,73	58,8	1413	5317	3529	2482	54,76	1,50
67,49	320,2	0,375	374,9	9,38	1,70	52,0	1128	4218	2747	2109	59,62	1,62
61,49	324,4	0,379	326,3	8,68	1,61	43,2	893	3208	2070	1658	69,14	1,59
59,28	331,4	0,380	307,0	7,92	1,60	39,2	765	2806	1756	1442	76,12	1,51
52,81	320,2	0,382	277,4	7,09	1,64	32,4	638	2296	1442	1197	78,42	1,49
47,46	313,9	0,378	256,5	6,37	1,67	26,5	520	1933	1216	1030	80,70	1,49

Для виявлення співвідношення ККД газодизеля при роботі за газодизельним і дизельним циклами були побудовані залежності ККД від потужності двигуна (рис. 3.10).



1 – у газодизельному циклі; 2 – у дизельному циклі

Рисунок 3.10 – Залежність ККД газодизеля від потужності

Із рис. 3.10 видно, що газодизельний цикл стає економічнішим, ніж дизельний, лише на коректорній гілці характеристики двигуна. Максимальна різниця в ККД двигуна при дизельному і газодизельному циклах на регуляторній гілці характеристики становить 3,5% при навантаженні, що дорівнює половині номінального.

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРЕОБЛАДНАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ РОБОТИ ЗА ГАЗОДИЗЕЛЬНИМ ЦИКЛОМ

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахунку показників економічної ефективності переобладнання сільськогосподарської техніки для роботи за газодизельним циклом

Показник	МТЗ-1021	
	газодизельний	дизельний
Річне завантаження тракторів, год	1095	1095
Річне завантаження автомобілів, км	—	—
Балансова вартість техніки, грн	452500	417600
Ціна газової апаратури, грн	8000	—
Кількість балонів:		
— сталевих	0	—
— металопластикових	5	—
Ціна газового балону, грн:		
— сталевий	4500	—
— металопластиковий		
Загальна вартість газових балонів, грн.	22500	—
Вартість установки та регулювання ГБО, грн.	4400	—
Витрати на покупку та установку ГБО, грн.	34900	—
Сумарний об'єм газових балонів, л	255	—
Ефективний запас газу в мобільному засобі, кг	46	—

Економічну ефективність переобладнання техніки для роботи за газодизельним циклом визначали для сільськогосподарського трактора МТЗ-1021, на яких встановлюється досліджений двигун Д-245.

Під час розрахунку вважали, що АГНКС знаходиться у безпосередній близькості від місця стоянки техніки, яку заправляють один раз за зміну. Вихідні дані для розрахунку наведені в табл. 4.1. Витрата палива дизелем Д-245 у режимі номінальної потужності – 18 кг/год. Орієнтовне річне завантаження техніки та нормативні коефіцієнти приймали виходячи з даних джерела [4].

Вважаючи продуктивність газодизельних і дизельних тракторів однаковою, сумарний річний економічний ефект (E) від експлуатації газодизельного трактора можна визначити за формулою

$$E = \sum T_{pi} (P_{Di} - P_{ГДи}), \quad (4.1)$$

де P_{Di} і $P_{ГДи}$ – відповідно приведені витрати на годину напрацювання для дизельного і газодизельного тракторів на i -й операції; T_{pi} – річне завантаження трактора на i -й операції.

Приведені витрати (P) на годину напрацювання визначають за формулою

$$P = I + KE_{\kappa}, \quad (4.2)$$

де I – прямі експлуатаційні витрати на годину напрацювання; K – капітальні вкладення на годину напрацювання; E_{κ} – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ($E_{\kappa} = 0,12$).

Прямі експлуатаційні витрати на годину напрацювання можна визначити як суму

$$I = Z + \Gamma + P + A, \quad (4.3)$$

де Z – витрати на оплату праці тракториста; Γ – витрати на паливо; P – витрати на ремонт і технічне обслуговування; A – витрати на реновацію.

Капітальні вкладення по трактору на годину напрацювання на i -й операції визначають за формулою

$$K = \frac{B}{T_p}, \quad (4.4)$$

де B – балансова вартість трактора; T_p – річне завантаження трактора.

Витрати на заробітну плату тракториста розраховують за формулою:

$$3 = \frac{3_z}{\tau_{3M}}, \quad (4.5)$$

де 3_z – оплата праці за годину роботи тракториста; τ_{3M} – коефіцієнт використання часу зміни ($\tau_{3M} = 0,8$).

Витрати на паливо за годину напрацювання трактора можна визначити сумою:

$$\Gamma = \Gamma_{ДП} + \Gamma_{КПГ}, \quad (4.6)$$

де $\Gamma_{ДП}$ і $\Gamma_{КПГ}$ – відповідно витрати на дизельне паливо і газ за годину напрацювання трактора на відповідній операції.

Витрати на ремонт і технічне обслуговування на годину напрацювання розраховують за формулою

$$P = \frac{Br}{T_p}, \quad (4.7)$$

де r – коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування ($r = 0,15$).

Амортизаційні відрахування на реновацію на годину напрацювання визначають за формулою

$$A = \frac{Ba}{T_p}, \quad (4.8)$$

де a – коефіцієнт відрахувань на реновацію ($a = 0,1$).

Витрати на дизельне паливо і газ за годину напрацювання трактора на певній операції можна розрахувати за формулами:

$$\Gamma_{ДП} = (W_{Д}G_{\partial Д} + W_{ГД}G_{\partial ГД})Ц_{\partial}; \quad (4.9)$$

$$\Gamma_{КПГ} = W_{ГД}G_{z}Ц_{z}, \quad (4.10)$$

де $W_{Д}$, $W_{ГД}$ – відповідно частки часу роботи трактора за газодизельним і дизельним циклами; G_z , $G_{\partial ГД}$, $G_{\partial Д}$ – відповідно масові витрати газу і дизельного палива в газодизельному та дизельному циклах; $Ц_z$, $Ц_{\partial}$ – відповідно масова ціна газу і дизельного палива.

Частки часу роботи трактора за газодизельним і дизельним циклами можуть бути визначені за формулами

$$W_{ГД} = \frac{T_{ГД}}{T_{зМ} \tau_{зМ}} \leq 1; \quad (4.11)$$

$$W_{Д} = 1 - W_{ГД}, \quad (4.12)$$

де $T_{ГД}$ – змінний час роботи за газодизельним циклом; $T_{зМ}$ – тривалість зміни.

Змінний час роботи трактора за газодизельним циклом $T_{ГД}$ можна визначити за формулою

$$T_{ГД} = \frac{M_{ze}}{G_z}, \quad (4.13)$$

де M_{ze} – ефективний запас газу на тракторі.

Для визначення витрати газу G_z виконаємо такі перетворення. Витрата палива за годину основної роботи трактора може бути виражена таким чином [4]:

$$G_{oД} = G_{oДн} (0,25 + 0,75\varepsilon_N), \quad (4.14)$$

де $G_{oДн}$ – витрата палива у режимі номінальної потужності; ε_N – коефіцієнт використання потужності двигуна.

Середній коефіцієнт використання потужності двигуна трактора приймали рівним 0,75.

Підставляючи формулу (4.14) у залежність (2.4), отримаємо вираз для визначення витрати газу:

$$G_z = \left[k_1 G_{oДн} (0,25 + 0,75\varepsilon_N) - G_{oГД} \right] \frac{H'_o}{H'_z}, \quad (4.15)$$

де k_1 – коефіцієнт; $G_{oГД}$ – запальна доза дизельного палива; H'_o , H'_z – відповідно нижчі теплоти згорання дизельного палива і газу.

Приймаючи коефіцієнт k_1 рівним одиниці, а також величину запальної дози дизельного палива рівною 25% ($G_{oГД} = 0,25 G_{oДн}$), отримаємо

$$G_z = 0,75 \varepsilon_N G_{oДн} \frac{H'_o}{H'_z}. \quad (4.16)$$

Строк окупності витрат на переобладнання тракторів для роботи за газодизельним циклом можна визначити за формулою

$$T_{ок} = \frac{C_{ГБО}}{E}, \quad (4.17)$$

де $C_{ГБО}$ – витрати на придбання та встановлення ГБО.

Результати розрахунків наведені у табл. 4.2.

Отримані дані показують, що переобладнання сільськогосподарських тракторів для роботи за газодизельним циклом є економічно вигідним. При цьому річний економічний ефект на один трактор МТЗ-1021 при завантаженні 1095 год/рік становить 33857 грн., що еквівалентно економії 384 л дизельного палива. Строк окупності витрат на переобладнання трактора для роботи за газодизельним циклом становить 1 рік.

Таблиця 4.2 – Експлуатаційні та техніко-економічні показники тракторів
(річне завантаження – 1095 год)

Показник		Значення показника	
		газодизельний	дизельний
Витрата ДП при роботі за дизельним циклом, кг/год		14,63	14,63
Витрата ДП при роботі за газодизельним циклом, кг/год		4,50	—
Витрата КПП при роботі за газодизельним циклом, кг/год		8,82	—
Змінний час роботи за газодизельним циклом, год		5,22	—
Частки часу роботи:			
— за газодизельним циклом		0,82	0,00
— за дизельним циклом		0,18	1,00
Прямі експлуатаційні витрати, грн./год	Зарплата	37,50	37,50
	ДП	56,40	130,50
	КПП	31,39	—
	Ремонт та ТО	61,99	57,21
	Реновація	41,32	38,14
	Всього	228,60	263,35
Приведені витрати, грн./год		278,19	309,11
Річний економічний ефект:			
— в гривнях		33857,40	—
— в літрах ДП		384	—
Строк окупності витрат на переобладнання трактора для роботи за газодизельним циклом, років		1,0	—

ВИСНОВКИ

Підвищення ефективності використання сільськогосподарських газобалонних тракторів і автомобілів можливе за рахунок удосконалення характеристик газодизельних двигунів та забезпечення допустимого впливу цієї техніки на ґрунт.

Розроблено математичну модель функціонування системи подачі газоповітряної суміші автотракторного газодизеля з удосконаленою характеристикою, яка встановлює взаємозв'язок експлуатаційних показників газодизеля з газодинамічними та термодинамічними параметрами повітря і газу. Значення номінальної потужності та коефіцієнта запасу крутного моменту удосконаленої характеристики автотракторного газодизеля не нижчі, ніж у характеристики базового дизельного двигуна.

Розрахункові методи покращення конструктивних параметрів вузлів СПГПС забезпечують розрахунок параметрів газоповітряного змішувача та дозатора газу при мінімальному об'ємі стендових випробувань двигуна. Оптимізовані конструктивні параметри СПГПС газодизеля Д-245 такі:

- площа повітряного каналу змішувача – 1280 мм²;
- діаметр сідла регулювального конуса дозатора – 16,2 мм;
- хід конуса на регуляторній гілці характеристики – 1,9 мм;
- хід конуса на коректорній гілці характеристики – 1,0 мм;
- кут нахилу твірної регулювального конуса дозатора – 33°.

Характеристика газодизеля Д-245 з оптимізованими конструктивними параметрами СПГПС відповідає характеристиці базового дизеля. Номінальний коефіцієнт запасу крутного моменту газодизеля має значення 0,16.

Річний економічний ефект від переобладнання для роботи за газодизельним циклом трактора МТЗ-1021 становить 33857 грн. Строки окупності витрат на переобладнання трактора становить 1,0 рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Pham Q., Park S., Agarwal A.K., Park S. Review of dual-fuel combustion in the compression-ignition engine: Spray, combustion, and emission. *Energy*, 2022, Vol. 250, 123778. DOI: 10.1016/j.energy.2022.123778
2. Hall C., Kassa M. Advances in combustion control for natural gas–diesel dual fuel compression ignition engines in automotive applications: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, Vol. 148. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111291
3. Yousefi A., Guo H., Birouk M. Split diesel injection effect on knocking of natural gas/diesel dual-fuel engine at high load conditions. *Applied Energy*, 2020, Vol. 279, 115828. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115828
4. Luo J., Wang Y., Li T. et al. Effects of Different Injection Strategies on Combustion and Emission Characteristics of Natural Gas/Diesel Dual-Fuel Engines. *Processes*, 2021, Vol. 9(8), 1300. DOI: 10.3390/pr9081300
5. Tang Y., Chen Z., Wang S. et al. Challenges and opportunities of natural gas dual-fuel engines. *Fuel*, 2025. DOI: 10.1016/j.fuel.2025.134008
6. Park H., Shim E., Lee J. et al. Comparative evaluation of conventional dual fuel, early pilot, and reactivity-controlled compression ignition modes in a natural gas–diesel dual-fuel engine. *Energy*, 2023, Vol. 268. DOI: 10.1016/j.energy.2023.126769
7. Le K.B., Duong M.Q., Cao D.T. et al. Application of supervised machine learning and Taylor diagrams for prognostic analysis of performance and emission characteristics of biogas-powered dual-fuel diesel engine. *International Journal of Renewable Energy Development*, 2024, Vol. 13(6). DOI: 10.61435/ijred.2024.60724
8. Owczuk M., Matuszewska A., Kruczyński S., Kamela W. Evaluation of using biogas to supply the dual fuel diesel engine of an agricultural tractor. *Energies*, 2020, Vol. 13(1). DOI: 10.3390/en13010107
9. Zhang B., Wang Y., Liu H. et al. Computational Investigation of Combustion, Performance, and Emission Characteristics in Hydrogen-Enriched Diesel Engines. *Sustainability*, 2023, Vol. 15(4), 3610. DOI: 10.3390/su15043610

10. Guan X., Xu L., Ji J. Effects of wheel slip on fuel consumption and traction efficiency of agricultural tractors. *Agriculture*, 2023, Vol. 13(2), 358. DOI: 10.3390/agriculture13020358
11. Bulgakov V., Pascuzzi S., Ivanovs S. et al. Improving the performance of a ploughing tractor by means of a modular draft device. *Journal of Agricultural Engineering*, 2021, Vol. 52(1). DOI: 10.4081/jae.2021.1109
12. Wang J., Li Y., Zhao Z. Dynamic modelling and vibration characteristics of tractor–implement systems under field conditions. *Biosystems Engineering*, 2022, Vol. 214. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2021.11.012
13. Sharma A., Azad M. Recent advances in tractor traction mechanics and soil–tire interaction modelling: A review. *Journal of Terramechanics*, 2023, Vol. 107. DOI: 10.1016/j.jterra.2023.02.004
14. Wong J.Y. *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering*. 3rd Edition. Elsevier, 2022. ISBN: 978-0323902946
15. Crolla D. *Vehicle Dynamics Theory and Application*. Springer, 2022. ISBN: 978-3030764890
16. Zhao H. (Ed.). *HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry*. Woodhead Publishing, 2022. ISBN: 978-0081014424
17. *Diesel Engines*. IntechOpen, 2024. ISBN: 978-1-80356-997-0
18. Rahman M., Chen Y. *Soil–Machine Interaction for Conservation Farming*. Springer, 2021. ISBN: 978-9811606793
19. Sakai K., Upadhyaya S. *Advances in Agricultural Machinery and Technologies*. Springer, 2021. ISBN: 978-9813364189
20. Zhang Q. *Precision Agriculture Technology for Crop Farming*. CRC Press, 2021. ISBN: 978-0367570859

ДОДАТКИ