

Механізація

УДК.621.432.3:662.766.31/38

Л.В. Лось

д. т. н.

Державний агроекологічний університет

Б.В. Ємець

М.І. Шмалюк

Житомирський агротехнічний коледж

ПЕРСПЕКТИВИ СТВОРЕННЯ, ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ І ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ ГАЗОГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Розглянуто перспективи створення газогенераторних установок для тракторних двигунів. Визначення показників і основних розмірів газогенераторних установок виконано на основі методики Токарева Г.Т. з урахуванням сучасних досліджень в галузі проектування тракторних двигунів.

Постановка проблеми

В останні роки, шукаючи альтернативу дорогим та токсичним нафтопродуктам, інженери та науковці значно розширили поле свого пошуку. Використання в якості палива для двигунів автомобілів природного стиснутого або скрапленого газу стало традиційним. Загальні експлуатаційні затрати для автомобілів з такими установками визначено в межах 40...60грн/100км [6]. Це значно менше, ніж експлуатація автомобілів на бензині (59...90грн/100км) можна використовувати і більш дешеве паливо для двигунів тракторів і автомобілів. Це місцеві види палива для багатьох регіонів України, (в тому числі і для Полісся): деревина, торф, соломка, тощо [6, 9, 11]. Ці види палива вважають альтернативними нафтопродуктам, поряд з природним газом [3, 4, 7, 9, 10, 14, 15 та ін.] чи рапсом [2, 4, 7, 9] в ближньому і в дальньому зарубіжжі. Підтвердження тому – визначені загальні експлуатаційні затрати при роботі двигунів на біомасі – 20...30 грн / 100 км [6]. Загальна енергоємність використання автомобілів з газогенераторними установками для транспортування мінеральних добрив автомобілем ГАЗ-53-12 буде за операцію на 2,38 МДж менша, ніж при експлуатації цього автомобіля на бензині [5].

Використання газогенераторних установок економічно і екологічно доцільно, але серійний випуск і експлуатація газогенераторних автомобілів та тракторів були згорнуті в 60-х роках попереднього століття. На одну з

основних причин вказували науковці: „Принциповим недоліком використання твердих палив для автомобілів є значне зменшення потужності двигуна в порівнянні з роботою його на бензині” [1]. В цілому потужність зменшувалася з 50 до 70% (в залежності від конструктивних змін двигуна). При сучасному розвитку техніки є можливість позбутися цього недоліку через встановлення турбонаддуву, використання систем впорскування палива. Деяко знівельованим виглядає недолік втрати потужності для дизельних двигунів через те, що на суміші генераторного газу і повітря ці двигуни зі збереженням робочого процесу внутрішнього сумішоутворення працювати не можуть. За попередніми дослідженнями робоча суміш крім генераторного газу і повітря має містити від 10 до 30% об'єму дизельного пального щодо складу суміші. Теплотворна здатність цієї суміші буде значно вищою аніж газоповітряної (570 ккал/м^3 [1]), яка служила паливом для серійних автомобілів 60-х років XX століття.

Основна мета, з якою проводилося дослідження – визначити параметри та основні розміри газогенераторних установок для тракторних двигунів.

Аналіз досліджень

Нині газ застосовують переважно для живлення автомобільних (карбюраторних і дизельних) двигунів. Робота над переведенням тракторних дизелів на живлення газом перебуває в початковій стадії – на рівні дослідних зразків і партій [13]. У 2000 році, відбулися в цьому напрямку деякі зрушення. Це, наприклад, розроблений МГАУ ім. Горячіна спільно з Володимирським тракторним заводом газодизельний трактор Т-25А (рис. 1) [14].



Рис. 1. Газодизельний трактор Т-25А

Система живлення трактора включає

вузли, що випускаються серійно для подачі газу і додатково наступні пристрої: стандартний побутовий балон для пропан-бутанових сумішей місткістю 50 л, гнучкий гумовий шланг на металевій основі, який з'єднує балон і випаровувач газу, редуктор низького тиску, електромагнітний клапан з фільтром газоподібного палива, дозатор подачі газу, газоповітряний змішувач, блок регулювання подачі дизельного палива і газу, контрольні прилади (манометр тиску газу в першому ступені редуктора низького тиску та контрольна лампочка, що сигналізує про подачу газу) та тумблер включення режиму роботи двигуна. Перераховані вузли виготовляються в заводських умовах дрібносерійного виробництва.

Трактор успішно пройшов випробування на транспортних роботах (1995 рік), в теплицях „Підсобне господарство Нінуліне” Істринського району (1998 рік) та на дослідному полі „Росінформагротех” (2003 рік). Газова установка змінює масу по осям на 1%. Навантаження на праве заднє

колесо в середньому збільшилось на 30 кг, на праве переднє – на 10 кг. Автори зазначають, що трактор Т-25А з газовою установкою економить дизельне паливо на 50–60%; при його роботі у відпрацьованих газах зменшується найбільш токсичний компонент – оксид азоту до норми ГОСТ 17.2.2.05-97 для приміщень з обмеженим теплообміном. Використання одного такого трактора економить дизельне паливо до 3000...4000 кг у рік [14].

Підсумовуючи вище викладене, відзначимо, що газове паливо може скласти альтернативу нафтопродуктам. Процес використання газогенераторного газу в якості пального для тракторів в деяких моментах подібний до природного газу, тому при проектуванні тракторів з газогенераторними установками є можливість порівнювати з газодизелем на базі трактора Т-25А. Деякі вчені [13,14] за системою живлення газові двигуни класифікують на: двопаливні, однопаливні та газорідинні. Двигуни з генераторними установками для автомобілів слід відносити до двопаливних, через те, що система живлення їх універсальна, вона включає дві системи живлення: газом та рідким паливом – бензином. Тракторні газогенераторні установки, без зміни конструкції та робочого процесу їх двигунів, в першу чергу необхідно відносити до газорідинних через те, що їх системи живлення будуть працювати на суміші з частини рідкого палива (дизельного) і частини газоповітряної суміші.

Про робочий процес газорідинних двигунів достатньо висвітлено в літературі [1, 2, 4, 7, 8, 10, 12, 13, 14, 15]. Він передбачає одночасне використання дизельного та газоподібного палива. Газ через змішувач подається до впускного трубопроводу. Професор Костецький В.Г. вважає, що газ можна подавати безпосередньо до повітроочисника двигуна. З впускного трубопроводу газ, в суміші з повітрям, потрапляє до циліндрів двигуна. Газ, порівняно з дизельним паливом має вищу температуру самозаймання (480–600°C), тому на дизелях при реальних для них ступенях стиску самозаймання газоподібних палив неможливо. У зв'язку з цим робочу суміш у циліндрах газодизеля запалюють від дози дизельного палива. В кінці такту стиску до циліндра впорскується дизельне паливо, що виконує роль іскри запалювання. Вище ми зазначали, що його частка щодо об'єму суміші має бути 30 %, хоч деякі автори [13] відмічають, що достатньо 20%. В подальшому двигун працює як дизель. Цей спосіб має суттєві переваги: не треба докорінно змінювати конструкції та значно знижується токсичність відпрацьованих газів (менший вміст сажі, оксиду азоту тощо) що дає можливість одержати високі потужність та економічність.

Багато вчених працювало над конструкцією установок для роботи на природному газі [1, 4, 10, 13, 14, 15]. Газ зберігається в балонах під тиском або в рідкому вигляді. Газогенераторний газ в такий спосіб зберігати дуже важко через його багатокомпонентність, тому утворення його має бути в газогенераторній установці – безпосередньо на тракторі чи автомобілі [1, 5, 6, 8, 11, 12]. Щоб знайти основні параметри газогенераторних установок,

необхідно визначити теплотворну здатність суміші, на якій буде працювати газодизель, що дасть можливість отримувати ефективну потужність цього двигуна, наприклад за методикою Токарева Г.Т. [12]). Деякі вчені пропонують для визначення теплотворної здатності суміші, на якій працює газодизель, наступну формулу [1,13]:

$$Q = \frac{Q_H}{1 + \alpha \cdot L_o}, \text{ ккал/м}^3 \quad (1)$$

де Q_H – нижча теплотворна здатність палива, ккал/м^3 ;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

L_o – теоретична необхідна кількість повітря для згоряння суміші, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Окремі складові суміші: газу, бензину чи дизельного палива розраховували за формулою (1). Після визначення теплотворної здатності окремих складових то можна отримати відносну втрату теплотворної здатності суміші через заміну частини рідкого палива за наступною формулою:

$$E = \frac{Q^{P.П.} - Q^Г}{Q^{P.П.}} \cdot 100, \quad (2)$$

де $Q^{P.П.}$ і $Q^Г$ – відповідно теплотворні здатності рідкого палива та газу.

Отже, потужність двигуна, переведеного на газ, можна в більшості своїй зберегти завдяки підбору кількості дизельного палива, що знаходиться в суміші з газоповітряною сумішшю [13].

Зміст дослідження та обґрунтування отриманих результатів

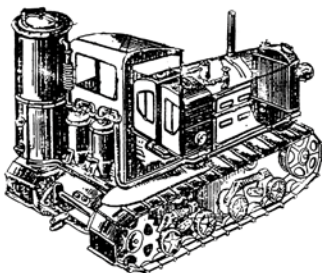


Рис. 2. Загальний вигляд газогенераторного трактора ХТЗ-НАТИ-Т2Г

Для дослідження вибрали трактор – МТЗ-80 з 4-циліндровим двигуном Д-240. Цей двигун є базовим для великої кількості модифікацій, а трактор дуже поширений в Україні. Два інші двигуни (А-41 та СМД-66) від гусеничної техніки. Причини вибору: серійні трактори з газогенераторними установками були

гусеничні (див. рис. 2 трактор ХТЗ-НАТИ Т2Г); в Державному агроекологічному університеті та Житомирському агротехнічному коледжі є в наявності перспективні трактори ДТ-175С, на яких можна встановлювати двигун СМД-66 та

його модифікації. Крім того, з двигуном СМД-66 в одному сімействі ряд поширених двигунів тракторів ХТЗ - СМД-60, СМД-62 тощо. Основні дані зазначених двигунів вказані в таблиці 1.

Важливий показник роботи двигунів на дизель-газоповітряній суміші - кількість суміші, необхідної для робочого процесу:

$$V_{cm} = 0,03 \cdot V_h \cdot n \cdot \eta_v, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (3)$$

Підставивши значення параметрів з таблиці 1 отримуємо: для Д-240 - $249,5 \text{ м}^3 / \text{год}$; А-41 - $273,8 \text{ м}^3 / \text{год}$; СМД-66 - $443,3 \text{ м}^3 / \text{год}$.

Таблиця 1. Характеристика двигунів

Марка двигуна	Число циліндрів, i	Робочий об'єм, $V_h, \text{ л}$	Число обертів колін- частого вала, $n, \text{ об} / \text{ хв}$	Коефіцієнт наповнення циліндрів, η_v	Коефіцієнт надлишку повітря (при номіналь- них обертах) α	Ступінь стиску ε
1	2	3	4	5	6	7
Д-240	4	4,75	2200	0,70	1,1	16
А-41	4	7,45	1750	0,70	1,1	16,5
СМД-66	6	9,15	1900	0,85	1,25	15

Як бачимо, на цей показник впливає робочий об'єм двигунів, а в СМД-66 в системі живлення присутній турбонаддув, вплив якого на робочий процес значно підвищує коефіцієнти наповнення циліндрів η_v та надлишок повітря α . Значення цих коефіцієнтів прийнято дещо нижче, ніж „чисто” дизельних двигунів, без використання газових установок, з причини вищої температури робочої суміші. Охолодити генераторний газ в умовах мобільних транспортних засобів нижче $25-30^\circ\text{C}$ неможливо. [5, 6, 8, 11, 12].

Наступний показник роботи двигуна – середній індикаторний тиск P_i , можна визначити [1,8,12]:

$$P_i = 0,0427 \cdot Q_{\text{д.д.}} \cdot \eta_i \cdot \eta_v, \text{ кг} / \text{см}^2, \quad (4)$$

де $Q_{\text{д.д.}}$ – теплотворна здатність суміші при 15°C і тиску $735,5 \text{ мм.рт.ст.}$;

η_i – індикаторний коефіцієнт корисної дії.

Теплотворну здатність $Q_{\text{д.д.}}$ визначали для газодизелів на основі даних, приведених в таблиці 1 для різних двигунів та формул (1) та (2). Теплотворну здатність робочої суміші з дизельного палива та газоповітряної суміші визначали згідно рекомендацій як теплотворні здатності окремих складових у вищезгаданих пропорціях.

Величина теплотворної здатності $Q_{\text{д.д.}}$ буде в межах $618...797 \text{ ккал} / \text{м}^3$ ($2586...3341 \text{ кДж} / \text{м}^3$).

В наступних розрахунках притримувались нижньої границі цієї величини.

Індикаторний коефіцієнт корисної дії можна розрахувати за формулою [12]:

$$\eta_i = \mu \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,23}} \right), \quad (5)$$

де μ – коефіцієнт форми камери згоряння двигуна, приймаємо його – 0,98 [1, 12];

ε – ступінь стиску двигунів (табл. 1).

Відомі методики розрахунку показників роботи двигунів на генераторному газі. Одна з найбільш чітких – Г.Т. Токарева [12], але вона обмежена вищерозрахованими показниками. Для порівняння з іншими показниками двигунів ми розширили цю методику, для вибраних двигунів розраховали: індикаторну потужність $N_i, кВт$, індикаторну витрату палива $q_i, кг/кВт \cdot год$ та механічний коефіцієнт η_M . Ці показники можна встановити за формулами (6–8) [1,13]:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot \omega \cdot i}{12,56}, \quad кВт \quad (6)$$

де ω – кутова швидкість колінчастого вала двигунів, c^{-1} . Її можна визначити:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$
$$q_i = \frac{G_T}{N_i}, \quad кг/кВт \cdot год \quad (7)$$

де G_T – годинна витрата палива, $кг/год$.

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} = \frac{N_e}{N_i}, \quad (8)$$

де P_e – середній ефективний тиск, $кг/см^2$ (або перевести в одиниці системи СІ – МПа);

N_e – ефективна потужність, $к.с.$ ($кВт$).

Годинну витрату палива G_T для кожного з двигунів, необхідно розглядати за формулою [12]:

$$G_T = \frac{V_z}{V_o}, \quad кг/год \quad (9)$$

де V_o – вихід сухого генераторного газу з $1кг$ твердого палива, $м^3/кг$;

V_z – продуктивність газогенераторної установки, $м^3/год$.

Якщо прийняти, що основне паливо газогенераторної установки – деревина та її похідні, то за методикою [12] вихід сухого газу з цього палива буде $2,54 м^3/кг$.

Продуктивність газогенераторної установки визначали за формулою:

$$V_g = 0,03 \cdot K / (1 + \alpha \cdot L_o) \cdot V_h \cdot n \cdot \eta_v, \text{ м}^3 / \text{год}, \quad (10)$$

де K – коефіцієнт приведення температури та тиску генераторного газу перед робочим процесом до нормальних умов: 0°C та 760 мм.рт.ст. , з методики [12] $K = 0,92$.

Середній ефективний тиск P_e визначали за формулою:

$$P_e = P_i - P_T, \text{ МПа}, \quad (11)$$

де P_T – середній тиск роботи сил тертя, МПа. Методика [12] передбачає визначення тиску P_T для карбюраторних двигунів, а для дизелів користувалися джерелами з теорії тракторних двигунів [1, 13]:

$$P_T = 0,0922 + 0,000101 \cdot n, \quad (12)$$

де n – частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв.

Ефективну потужність двигуна визначали за формулою [12]:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n}{900}, \text{ к.с.} \quad (13)$$

Несистемні одиниці – „к.с.“, „кг/см³” тощо, що використовуються в методиці [12], можна перевести в одиниці системи СІ – „кВт”, „МПа” і т.д.

Питома витрату палива визначали за формулою:

$$q_e = \frac{G_T}{N_e}, \text{ кг/к.с.} \cdot \text{год} \quad (14)$$

Вищерозглянуті формули (3–14) були розраховані для двигунів Д-240, А-41 та СМД-66 на основі їх паспортних даних (табл. 1), результати наведені в таблиці 2.

Таблиця 2. Показники роботи двигунів Д-240, А-41 та СМД-66 на суміші генераторного газу та, частково, дизельного палива

Марка двигуна	Середній індикаторний тиск	Індикаторний ККД	Індикаторна потужність	Індикаторна витрата палива	Механічний ККД	Середній ефективний тиск	Ефективна потужність	Витрата палива	Питома витрата палива
	P_i , Мпа	η_i	N_i , кВт	q_i , кг $\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$	η_M	P_e , Мпа	N_e , к.с.	G_T , кг/год	q_e , кг $\frac{\text{кг}}{\text{к.с.} \cdot \text{год}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Д-240	0,853	0,462	73,02	1,367	0,631	0,539	62,6	99,8	1,594
А-41	0,861	0,466	31,68	1,358	0,688	0,592	85,7	124,5	1,453
СМД-66	1,018	0,454	144,75	1,392	0,721	0,734	141,8	201,5	1,421

На підставі показників робочого процесу двигунів, що досліджуються, можна розрахувати основні розміри газогенераторних установок для них.

Серйозна відміна в конструкції полягає в тому, що в наших газогенераторних установках буде відсутній тонкий очисник, бо генераторний газ, за Костецьким В.Г., буде підводитись до повітроочисників цих двигунів, про що було зазначено вище.

Основу розрахунку газогенератора складає визначення розмірів камери газифікації, їх визначимо за методикою [12]. Діаметр камери газифікації:

$$D_k = 1130 \cdot \sqrt{\frac{G_T}{q}}, \text{ мм} \quad (15)$$

де q – напруженість горіння, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{год}}$.

Для деревини [8, 12] напруженість горіння q визначають в межах $500 \div 900 \text{ кг} / \text{м}^2 \cdot \text{год}$. Для вибраних нами двигунів визначали діаметр камери газифікації D_k для граничних значень напруженості горіння (табл. 3). Надалі і для інших розмірів ми використовували цей прийом.

Діаметр горловини камери газифікації в газогенераторі визначимо як:

$$d_s = \frac{D_k \cdot q}{1450}, \text{ мм} \quad (16)$$

Висоту активного шару палива в камері газифікації газогенератора розраховували за формулою:

$$H_s = \frac{127 \cdot V_k \cdot N_e}{D_k^2}, \text{ мм} \quad (17)$$

де V_k – питомий об'єм камери газифікації, $\text{л} / \text{к.с.}$

Цю величину приймають на основі експериментальних даних серійних газогенераторних установок, в нашому випадку вона знаходиться в межах $1,1 - 1,4 \text{ л} / \text{к.с.}$

Тип газогенератора вибрано „обернений”. При такому типі газогенератора крекінгуються в більшості своїй смоли, які є в складі деревини, а діаметр бункера, що обігривається газом, береться на $40 \dots 60 \text{ мм}$ менше, ніж діаметр корпусу, який рівний діаметру камери попелу. Діаметр корпусу та висоту бункера брали з габаритних умов монтажу генератора на автомобілі. При заданому діаметрі визначали запас ходу або тривалість роботи газогенератора в годинах без довантаження палива.

Періодичність довантаження бункера газогенератора визначали за формулою:

$$t_\phi = 0,9 \cdot \frac{V_\phi \cdot \gamma_T}{G_T}, \text{ год} \quad (18)$$

де $0,9$ – коефіцієнт допустимого використання палива в бункері;

V_6 – об'єм бункера в літрах;

γ_T – насипна вага палива, яка становить для дров та торфу

$0,3-0,35 \text{ кг/л}$ [12].

Питомі об'єми грубих очисників-охолоджувачів газу змінюються, для напівстаціонарних умов (для тракторів [8]) в межах $3-4 \text{ л/к.с.}$ [12]. Для вибраних двигунів та їх розрахованих ефективних потужностей N_e підраховано об'єми цих очисників (табл. 3.)

Таблиця 3. Основні розміри складових установок двигунів
Д-240, А-41, СМД-66.

Марки двигунів	Границі основних параметрів	Газогенератор				Грубий очисник- охолоджувач			Радіаторний охолоджувач	
		Діаметр камери газифікації	Діаметр горловини	Висота активного шару	Періодичність довантаження	Питомі об'єми грубих очисників-охолоджувачів	Об'єм грубих очисників- охолоджувачів	Висота корпусу грубих очисників-охолоджувачів	Питомі поверхні охолодження радіаторного охолоджувача	Поверхня охолодження радіаторного охолоджувача
		D_k , мм	d_z , мм	H_z , мм	t_6 , год	$\frac{\text{л}}{\text{к.с.}}$	л	мм	$\frac{\text{м}^2}{\text{к.с.}}$	м^2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Д-240	max	504,8	233,6	3,60	2,2	4	250	7,5	0,08	5,01
	min	376,3	174,1	2,69	1,7	3	188	5,7	0,07	4,38
А-41	max	563,9	260,9	3,71	2,1	4	343	8,9	0,08	6,86
	min	420,3	194,4	2,76	1,6	3	257	6,7	0,07	6,0
СМД-66	max	717,3	331,8	3,81	1,9	4	567	11,3	0,08	11,34
	min	534,6	247,3	2,84	1,4	3	425	8,5	0,07	9,99

Якщо вважати, що корпус грубого очисника-охолоджувача має форму циліндра і прийнявши для двигуна Д-240 діаметр цього циліндра $d_{oc} = 6,5 \text{ мм}$, для А-41 – $d_{oc} = 7 \text{ мм}$, для СМД-66 – $d_{oc} = 8 \text{ мм}$, то висоту корпусу очисника H_{oc} можна визначити:

$$H_{oc} = \frac{4 \cdot V_{oc}}{\pi \cdot d_{oc}^2}, \text{ мм} \quad (19)$$

Для вищевикладених умов в таблиці 3 приведено одержані розміри грубих очисників-охолоджувачів.

Для підтвердження теоретичних досліджень в Житомирському агротехнічному коледжі в лабораторіях відповідного профілю проводяться експерименти щодо встановлення газогенераторних установок на різні двигуни тракторів та автомобілів. З тракторних двигунів це Д-240 – СМД-66.

Наразі газогенераторна установка – газогенератор, грубий очисник-охолоджувач, радіаторний охолоджувач, трубопроводи, вентилятор, блок з дросельною заслінкою, гнучкі шланги, кріпильні елементи, – розміщалися на тракторі ДТ-175С.



Рис. 3 та 4. Встановлення газогенераторної установки на трактор ДТ-175С.

Основна мета, з якою виконана ця робота – з'ясувати основні питання розміщення установки на сучасному гусеничному тракторі та перевірити потужність, яку буде розвивати двигун на суміші дизельного палива та генераторного газу з повітрям та порівняти її з теоретичною.

Для виконання цього завдання на тракторі ДТ-175С зроблені наступні конструктивні зміни (рис. 3 та 4):

- знято основний паливний бак трактора, що дало змогу вивільнити місце над лівою гусеницею, (ширина – 0,6 м, довжина – 1,4 м);
- замість знятого бака трактор дообладнано меншим (місткість) 50 л;
- знято кожух акумуляторної батареї (позаду кабіни трактора), для самої акумуляторної батареї можна знайти місце в задній частині кабіни трактора (акумуляторну батарею можна не переносити, змінити форму її кожуха);
- знято інструментальний ящик із заднього кінця правого крила трактора, звільнено площадку розміром 0,35 м х 0,68 м;
- в кабіну з лівого боку проведено привод дросельної заслінки регулювання кількості надходження генераторного газу;
- до електродвигуна вентилятора підведено живлення від джерел електричної енергії трактора;
- встановлено кріплення для трубопроводу підведення газу на повітроочиснику;
- закріплено основні частини газогенераторної установки на тракторі: газогенератор позаду кабіни, на правому крилі; грубий очисник-охолоджувач позаду кабіни, на лівому крилі; радіаторний охолоджувач, вентилятор над лівою гусеницею, на місці знятого основного паливного баку.

Висновки

1. Приклад газодизельного трактора на базі Т-25А показує значні перспективи цього типу силових машин.
2. Широко висвітлений в літературі робочий процес газодизельних двигунів є основою для їх проектування.
3. Переваги в експлуатації газогенераторного виду газодизелів: немає необхідності в пошуку газонаповнювальних станцій, які в сільській місцевості практично відсутні, а установка генерації газу монтується безпосередньо на машині.
4. Екологічні та економічні показники газогенераторних тракторів не поступаються показникам трактора Т-25А з установкою природного газу.
5. Перспективи встановлення газогенераторних установок на трактори є, в першу чергу, в гусеничних тракторів та енергонасичених колісних тракторів загального призначення.
6. В даному дослідженні розширено методику Г.Т. Токарева за рахунок розрахунку ряду додаткових показників дійсного робочого процесу автотракторних двигунів.
7. На базі показників робочого процесу дизелів з газогенераторними установками розраховують основні розміри складових цих установок.
8. Теоретично визначені розміри пристроїв газогенераторних установок показано у вигляді граничних значень. Це дає можливість універсалізації та уніфікації пристроїв газогенераторних установок: максимальні розміри пристроїв для одного двигуна можуть сприйматися, як мінімальні для іншого.
9. Можливе інше розміщення частин газогенераторної установки на тракторі, наприклад радіатора, для кращого обдування потоком зустрічного повітря.
10. Для встановлення частин газогенераторної установки на трактор ДТ-175С немає потреби у серйозних конструктивних змінах самого трактора.
11. Жодна з встановлених частин газогенераторної установки не виступає за габаритні розміри трактора, на відміну від трактора Т-25А з установкою природного газу – в ній газовий балон розміщений поза розмірами трактора.
12. Частини газогенераторної установки не перешкоджають переміщенню частин і нормальній роботі гідроначійної системи трактора ДТ-175С. Вони також суттєво не зменшують оглядовість через заднє скло кабіни цього трактора.
13. Заміна основного паливного бака трактора на менший не впливає на умови визначеного робочого процесу на суміші частини дизельного палива та газоповітряної складової.
14. Наведені теоретичні розрахунки можна в повній мірі використовувати і для інших двигунів тракторів, на які будуть проектуватись газогенераторні установки.

15. Для продовження більш ґрунтовних експериментів необхідне фінансування.

Перспективи подальших досліджень

Експериментальні дослідження необхідно продовжувати: в першу чергу, потрібно дослідити режими роботи турбокомпресора та регулятора паливного насоса високого тиску.

Щодо дослідження двигуна СМД-66 необхідно в'яснити: чому потужність двигуна, заміряна в режимі холостого ходу, менша теоретичної на 14% ?

Необхідні ґрунтовні дослідження роботи: регулятора паливного насоса високого тиску для забезпечення часткового впорскування дизельного палива в циліндри двигуна; режимів роботи турбокомпресора з нагнітання газоповітряної суміші.

Література

1. Автомобильные и тракторные двигатели (теория, системы питания, конструкция и расчет): Учеб. для вузов по спец.: «Автомобили и тракторы» /И.М. Ленин, К.Г. Попык, О.М. Малашкин, И.Я. Райков, Г.И. Самоль, К.И. Сидорин/ Под ред. И.М. Ленина. – М.: Высшая школа, 1969. – 656 с.
2. Белов В.О., Гуднев В.С., Слепцов О.И. Биотопливо из рапса // Сельская механизация. – 2004. – №5. – С.32.
3. Bernard B. Alternative kinds of energy // Afrique exp. – 1984. – №4. – Р.44.
4. Божко О.А. Традиционному топливу есть альтернатива // Новости теплоснабжения. – 2003. – №10. – С.28–30.
5. Ємець Б.В. Визначення загальної енергоємності використання автомобілів з газогенераторною установкою в екологічних агротехнологіях // Вісн. ДАУ. – 2005. – №1. – С.208–214.
6. Лось Л.В., Цивенкова Н.М. Проблема енергоносіїв та її вирішення в сільському господарстві України біоенергетичними газогенераторами // Вісн. ДАУ. – 2004. – №2. – С.3–21.
7. Окоча А.І., Вірювка М.І. Альтернативні палива для дизельних двигунів сільськогосподарської техніки (стан і проблеми) // Констр., вир-во та експл. с-г. машин. – 2003. – Вип. 33. – С.216–221.
8. Павловский Н.П., Орлов С.Ф. Автомобильно-тракторные газогенераторные установки. – М.: Гостехиздат, 1939. – 384 с.
9. Развитие биоэнергетической технологии в Украине / Г.Г. Гелетуха, Т.А. Железная, С.В. Тишаев, С.Г. Кобзарь // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002. – №3. – С.3–11.
10. Сидоренко Р.В. Покращення паливної економічності і зменшення токсичності автомобілів з двигунами, переведеними з бензину на газ: Автореф. дис.... к-та техн. наук: 05.22.20 / Нац. трансп. ун-т. – К., 2004. – 19 с.

11. Створення сучасного газогенераторного двигуна внутрішнього згоряння для північних районів України - важливий фактор підтримки сільськогосподарського товаровиробника / *М.І. Шмалюк, В.А. Вознюков, Б.В. Ємець, Л.В. Лось* // Вісн. Інженер. акад. України. – 2001. – №2. – С.75–77.

12. *Токарев Г.Т.* Газогенераторные автомобили. – М.: Изд. Мин. ком. хоз. РСФСР, 1948. – 160 с.

13. Трактори та автомобілі: Навч. посіб. Ч.1. Автотракторні двигуни / За ред. проф. *А.Т. Лебедева*. – К.: Вища школа, 2000. – 357 с.

14. *Чумаков В.С., Мустафаев М.А.* Т-25А на газодизельном топливе // Сельская механизация. – 2004. – №6. – С.8.

15. *Яновський В.В.* Покращення паливної економічності та екологічних показників конвертованих газових двигунів дорожніх транспортних засобів: Автореф. дис... к-та техн. наук: 05.05.03 / Нац. трансп. ун-т. – К., 2004. – 18 с.