

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ЗМЕНШЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ ПРИ ПЕРЕОБЛАДНАННІ З РІДКОГО ПАЛИВА НА ГЕНЕРАТОРНИЙ ГАЗ**

*Виявлено й досліджено основні причини, що викликають зменшення потужності двигунів при переустаткуванні їх з рідкого палива (бензин, дизельне паливо) на генераторний газ. Визначено фактори, що впливають на якість генераторного газу та мінливість газогенераторного процесу. Досліджено шляхи підвищення потужності переобладнаних на генераторний газ двигунів внутрішнього згоряння, що працювали на рідкому паливі.*

### **Постановка проблеми**

Двигуни внутрішнього згоряння, для яких паливом є газ, називають газовими. За принципом роботи газові двигуни подібні карбюраторним [2].

Тракторні або автомобільні газові двигуни виготовляють на базі рідкопаливних двигунів внутрішнього згоряння – карбюраторних і дизельних. Газові двигуни працюють за циклом швидкого згоряння – зі стороннім запаленням горючої суміші й зовнішнім сумішоутворенням [3].

Газогенераторними називають такі автомобілі (трактори), двигуни яких працюють на газі, що одержаний шляхом газифікації твердого палива (деревина, вугілля, соломка тощо) в спеціальній установці (газогенераторі), що розміщена на рамі автомобіля (трактора) або причепі [2].

При переобладнанні тракторних (автомобільних) двигунів на генераторний газ звичайно висуваються наступні вимоги [3]:

- 1) збереження основних конструктивних параметрів двигуна;
- 2) забезпечення заданої потужності газового двигуна без застосування наддуву;
- 3) максимальне використання вузлів і деталей двигуна;
- 4) забезпечення надійного й легкого пуску двигуна.

При переобладнанні рідкопаливних двигунів на генераторний газ відбувається зменшення їх потужності. Якщо переобладнати карбюраторний двигун на генераторний газ, тільки встановивши змішувач замість карбюратора, то втрата потужності цього двигуна буде становити 35–50 % [1, 4].

В останні роки збільшилася зацікавленість використанням процесів газифікації в транспортних газогенераторах з метою підвищення ефективності традиційних двигунів внутрішнього згоряння та поліпшення їх екологічних характеристик [5].

### **Аналіз останніх досліджень**

Основними причинами, що викликають зменшення потужності двигунів при переустанкуванні їх з рідкого палива на газ, є такі [1, 3, 6, 8]:

- 1) якість генераторного газу;
- 2) ступінь очищення й охолодження генераторного газу;
- 3) мінливість процесу газифікації;
- 4) більш низька теплотворність газоповітряної горючої суміші, порівняно з рідким паливом;
- 5) більш низький термічний ККД газових двигунів, порівняно із двигунами із запаленням від стиску;
- 6) зменшення коефіцієнта молекулярної зміни;
- 7) зменшення коефіцієнта наповнення двигуна;
- 8) мала швидкість згоряння газоповітряної суміші, порівняно з горючою сумішшю з рідкого палива й повітря;
- 9) зменшення механічного ККД двигуна.

Найбільш вигідною складовою газу за теплотворністю горючої суміші є метан. Однак у генераторному газі при звичайній температурі в камері газифікації кількість метану не перевищує 4 %. Тому щодо теплотворності газу, а отже й ефективності роботи двигуна, найбільш бажаним є такий газ, в якому міститься найбільша кількість CO та  $H_2$  [9].

Генераторний газ перед подачею до двигуна повинен бути якісно очищений від вугільного пилу та золи.

Газ повинен бути добре охолодженим в агрегатах газогенераторної установки.

Мінливість газогенераторного процесу призводить до значного зменшення потужності двигуна [6].

Низька теплотворність газоповітряної горючої суміші, порівняно з бензино-повітряною, є основною причиною втрати потужності двигуна при переобладнанні його з бензину на генераторний газ. Якщо теплотворність  $1\text{ м}^3$  бензино-повітряної суміші (при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 1$ ) дорівнює  $850\text{--}900\text{ ккал/нм}^3$ , то теплотворність  $1\text{ м}^3$  газоповітряної – тільки  $550\text{--}600\text{ ккал/нм}^3$ . У двигунах із запаленням від стиску при  $\alpha = 1,4\div 1,5$  теплотворність горючої суміші становить близько  $600\text{--}650\text{ ккал/нм}^3$ . Отже, теплотворність газоповітряної суміші при  $\alpha = 1$  незначно менша за теплотворність суміші дизельного палива й повітря при  $\alpha = 1,4\div 1,5$ . У цьому випадку основною причиною втрати потужності при

переустаткуванні двигуна із запаленням від стиску в газовий є зменшення термічного ккд двигуна у зв'язку з меншим ступенем стиску останнього [3].

Зменшення коефіцієнта молекулярної зміни при роботі на генераторному газі є наслідком особливостей хімічних властивостей горючої суміші. При згорянні рідких палив відбувається збільшення обсягу продуктів згорання, порівняно з обсягом горючої суміші, що надійшла (теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни  $\mu_0 = 1,05 \div 1,06$  при  $a = 1$ ), тоді як при згорянні генераторного газу – зменшення обсягу продуктів згорання ( $\mu_0 = 0,93 \div 0,95$ ) [3].

Зменшення коефіцієнта наповнення двигуна відбувається внаслідок зниження тиску всмоктування в результаті збільшення опорів при просмоктуванні газу через агрегати газогенераторної установки, а також внаслідок збільшення температури газоповітряної суміші, що надходить у двигун.

Мала швидкість поширення полум'я при згорянні газоповітряної суміші, порівняно з робочою сумішшю рідкого палива й повітря, пояснюється фізико-хімічними властивостями газу й більшим вмістом у ньому інертних газів, особливо двоокису вуглецю.

Зменшення механічного ККД двигуна відбувається внаслідок того, що витрата потужності на тертя при переобладнанні двигунів на генераторний газ залишається майже такою ж, як і в рідкопаливних двигунів, а індикаторна потужність двигунів зменшується [3].

### **Об'єкт та методика досліджень**

Об'єктом досліджень є газовий двигун, що використовує для роботи генераторний газ. Предметом досліджень є газогенераторна установка, що працює за рахунок газифікації твердих палив (дрова, вугілля, солома тощо).

У процесі дослідження використовувалися експериментальні та теоретичні методи.

### **Результати досліджень**

Генераторний газ є механічною сумішшю декількох газів, кожний з яких має різні фізико-хімічні властивості й по-різному впливає на роботу двигуна. Склад генераторного газу коливається в широких межах й залежить від виду та якості палива, а також від умов газифікації [6].

Генераторний газ складається з наступних компонентів: CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> і N<sub>2</sub>. Горючими газами із цих компонентів є CO, H<sub>2</sub> та CH<sub>4</sub>. Вміст важких вуглеводнів C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> у генераторному газі досить незначний, і тому при розрахунках їх не враховують [9].

Склад сухого генераторного газу характеризується кількістю окремих компонентів в об'ємних відсотках. У дійсних умовах генераторний газ завжди містить водяні пари. Їх кількість залежить від виду та якості твердого палива, методів одержання газу, способів його охолодження й очищення. Вміст вологи в газі визначається вагою води в грамах на 1 м<sup>3</sup> сухого газу [2].

При перетворенні твердого палива в газоподібне виникає ряд проміжних речовин, що впливають на якість та кількість кінцевого продукту газифікації – генераторного газу. Цими проміжними речовинами є [6]:

- а) водяна пара хімічної вологи палива (води Дюлонга);
- б) водяна пара гігроскопічної вологи палива;
- в) гази сухої перегонки палива (швельгаз);
- г) різноманітні дистиляти сухої перегонки палива.

Хімічний склад і калорійність генераторного газу, що характеризують ступінь досконалості газогенераторного процесу в цілому, залежать від умов, які підтримуються у камері газифікації [6]:

- а) температури реакційного шару палива, тобто тієї зони камери, де відбуваються реакції водяного й повітряного газів і де згоряють та крекируються дистиляти, що надходять із бункера;
- б) щільності й зернистості реакційного шару палива;
- в) реакційної здатності палива;
- г) рівномірності надходження палива в камеру газифікації;
- д) навантажувального режиму газогенератора, що визначає при даній геометричній формі камери газифікації швидкість газових мас у камері й час їх контакту з поверхнею палива.

Зміна зазначених вище проміжних речовин і фізико-хімічних умов робочого процесу залежить від конструкції газогенератора:

- а) геометричної форми камери;
- б) профілю, розміру, кількості й розташування фурм, що підводять повітря в зону горіння;
- в) ступеня обігріву бункера;
- г) кута нахилу конуса бункера, по якому паливо, сповзаючи, надходить у камеру газифікації; а також від зовнішніх впливів: хитання колосникових ґрат, шурування палива й вібрацій газогенератора.

Наведений перелік факторів, що впливають на хід газогенераторного процесу, свідчить про складність обліку впливу кожного фактора окремо.

Проаналізуємо кожний фактор, який впливає на потужність двигуна автомобіля (трактора), на який встановлено газогенераторну установку.

Генераторний газ, що надходить у двигун, містить водяні пари, кількість яких залежить від температури газу, що надходить у змішувач [2].

Для збільшення теплотворності газу необхідно прагнути поліпшення процесу газифікації палива в газогенераторі з метою отримання більшого вмісту горючих компонентів газу.

Генераторний газ при виході з газогенератора оберненого процесу газифікації з обігрівом бункера має температуру 350–400 °С, а із газогенератора прямого процесу газифікації – 500–600 °С. Газ необхідно охолоджувати до температури, що на 10–15 °С вища за температуру оточуючого середовища [3].

Численними спостереженнями встановлено, що багато з перерахованих факторів є змінними; це визначає мінливість газогенераторного процесу й мінливість хімічного складу генераторного газу. Ця обставина є істотним недоліком транспортних газогенераторів, оскільки мінливість процесу призводить до значної зміни крутного моменту двигуна, що не вигідно відрізняє генераторний газ від рідкого палива, при якому коливання крутного моменту практично невідчутні.

Через мінливість газогенераторного процесу водій автомобіля не може в будь-який час розраховувати на ту максимальну потужність, яку здатний розвинути двигун за сприятливих умов, що не залежать від водія. Як при тимчасовому зниженні калорійності газу, так й у випадку її несподіваного підвищення, зміна хімічного складу газу змушує мати в змішувачі іншу пропорцію між газом і повітрям. Змінювати ж положення повітряної заслінки відповідно до коливань хімічного складу газу практично неможливо [6, 7]. Тому мінливість газогенераторного процесу на практиці призводить до систематичного недобору потужності двигуна.

У ряді випадків потужність двигуна доводиться оцінювати не за середнім, а за мінімальним її значенням, що обумовлено тимчасовим погіршенням якості газу. Тоді кращим виявиться той газогенератор, що дає в середньому газ більш низької калорійності, але стійкий за складом, ніж газогенератор з більш високим середнім значенням калорійності й з більшою мінливістю процесу.

Варто розрізнити чотири види мінливості газогенераторного процесу [6]:

1. Мінливість процесу після розпалу, характерною ознакою якої є безперервне підвищення калорійності газу й, як наслідок, ріст потужності двигуна.

Тривалість такого зростання для газогенераторів, що працюють на соломі, становить від 15 до 25 хвилин від початку роботи двигуна на газу.

2. Нестійкість процесу, де мінливість виявляється в безперервному коливанні ряду показників процесу (температури, опору, хімічного складу газу та ін.) близько до їх середнього значення. Нестійкість газогенераторного процесу спричиняє відповідні коливання потужності двигуна. Цю нестійкість газогенераторного процесу можна спостерігати в короткий проміжок часу (1–2 хвилини). Спостерігається вона протягом усього випалу палива, що перебуває в бункері.

3. Мінливість процесу з випалу палива в бункері. Цей вид мінливості характеризується поступовою зміною середніх значень показників процесу за весь період випалу палива. Тут головну роль відіграє інтенсивність підсушування палива, що перебуває в бункері, й вихід продуктів сухої перегонки.

4. Окремо варто розглядати мінливість процесу, що пов'язана з раптовою зміною навантажувального режиму. Цей вид мінливості характеризує гнучкість роботи газогенератора, тобто його властивість швидко пристосовуватися до зміненої витрати газу. Зазначена якість особливо важлива для автомобільних

газогенераторів, де постійно змінюється навантажувальний та швидкісний режими роботи двигуна.

Якщо відомо склад сухого газу ( $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  та ін.) і вміст у ньому води  $f$ , то вміст окремих компонентів у вологому газі визначають множенням величини кожного компонента сухого газу на коефіцієнт  $0,804 - f/0,804$  [2, 3].

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 моля (або  $1 \text{ м}^3$ ) газоподібного палива визначається за формулою [8]:

$$L_0 = 1/21 [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2] \quad (1)$$

моль повітря / моль газу (або  $\text{м}^3$  повітря /  $\text{м}^3$  газу).

Теоретично необхідна кількість повітря є недостатньою для забезпечення повного згорання газу, тому що в дійсних умовах роботи двигуна не вдається ідеально перемішати газ із повітрям. У цьому випадку частина газу внаслідок малого проміжку часу, що відводиться на процес згорання, не вступає у реакцію з киснем повітря й у незгорілому стані буде вилучена із циліндра двигуна разом з відпрацьованими газами [2, 7, 8].

Для кращого згорання газу в циліндри двигуна вводять надлишкову кількість повітря, що забезпечує повне згорання газу. Відношення дійсної кількості повітря до теоретично необхідної  $L_0$  називається коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha$  [3]:

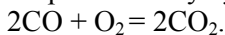
$$a = \frac{L}{L_0} \quad (2)$$

Для газових двигунів  $\alpha = 1,1 \div 1,25$ .

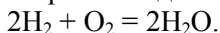
Отже, обсяг  $M_1$  горючої суміші до початку згорання складається з газу й повітря:

$$M_1 = 1 + \alpha L_0 \text{ моль}$$

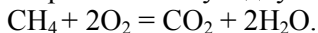
Реакція згорання окису вуглецю відбувається за рівнянням:



Реакція згорання водню відбувається за рівнянням:



Реакція згорання метану відбувається за рівнянням:



Отже, продукти повного згорання газу будуть складатися із  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ , надлишкового  $\text{O}_2$  та  $\text{N}_2$ , що надходять із газом і повітрям.

Кількість окремих компонентів продуктів згорання генераторного газу буде:

$$M_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \text{CH}_4 + \text{CO}_2 \text{ моль/моль};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + 2\text{CH}_4 \text{ моль/моль};$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0 \text{ моль/моль};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha L_0 + \text{N}_2 \text{ моль/моль}.$$

Об'єм продуктів згорання можна виразити як суму обсягів окремих компонентів:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}$$

або

$$M_2 = \text{CO} + \text{H}_2 + \text{CO}_2 + 3\text{CH}_4 + \text{N}_2 + \alpha L_0 - 0,21 L_0.$$

Оскільки

$$\text{CO} + \text{H}_2 + \text{CH}_4 + \text{CO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 = 1,$$

то

$$M_2 = 1 + \alpha L_0 - [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2)] \text{ моль/моль.}$$

Зміна обсягу при згорянні генераторного газу:

$$\Delta M = M_2 - M_1 = - [0,5(\text{CO} + \text{H}_2)].$$

Відносна зміна обсягу при згорянні робочої суміші характеризується так званим теоретичним коефіцієнтом молекулярної зміни  $\mu_0$ , який є відношенням кількості (кг·моль) продуктів згоряння до кількості (кг·моль) горючої суміші до згоряння [3]:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (3)$$

Для генераторного газу  $\mu_0 < 1$ , тому що величина  $\Delta M$  негативна; при згорянні рідких палив  $\mu_0 > 1$ .

Теплотворність горючої суміші визначається за формулою [1]:

$$Q_{\text{сум}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{r}}}{1 + \alpha L_0}, \text{ ккал/м}^3, \quad (4)$$

де  $Q_{\text{н}}^{\text{r}}$  – нижча теплотворність газу, ккал/м<sup>3</sup>.

Ефективна потужність газового чотиритактного двигуна, що наведена до нормальних умов, може бути визначена за формулою [3]:

$$N_e = \frac{30}{632} \frac{Q_{\text{н}}^{\text{r}}}{1 + \alpha L_0} V_{\text{л}} n \eta_{\text{v}} \eta_{\text{e}}, \quad (5)$$

де  $Q_{\text{н}}^{\text{r}}$  – нижча теплотворність сухого генераторного газу за нормальних умов, ккал/м<sup>3</sup>;  $V_{\text{л}}$  – робочий об'єм циліндрів двигуна, м<sup>3</sup>;  $n$  – кількість обертів колінчастого вала двигуна за хвилину;  $\eta_{\text{v}}$  – коефіцієнт наповнення;  $\eta_{\text{e}}$  – ефективний ККД двигуна.

Розберемо кожний з параметрів, від яких залежить ефективна потужність двигуна. Теплотворність горючої суміші, за формулою, залежить від теплотворності газу й коефіцієнта надлишку повітря. У випадку вмісту горючої частини газу до 55 % від загальної його маси найбільш вигідною складовою газу за теплотворністю горючої суміші є метан. Однак у генераторному газі за звичайної температури в камері газифікації кількість метану не перевищує 4 %. Тому щодо теплотворності газу, а отже й ефективності роботи двигуна, найбільш бажаний такий газ, в якому найбільша кількість CO та H<sub>2</sub> [2, 3]. Генераторний газ, що надходить у двигун, містить і водяні пари, кількість яких залежить від температури газу, що надходить у змішувач.

Для збільшення теплотворності газу необхідно прагнути поліпшення процесу газифікації палива в газогенераторі з метою отримання більшого вмісту горючих компонентів газу. Крім того, газ повинен бути якнайбільше охолоджений в агрегатах газогенераторної установки.

Одним з методів підвищення теплотворності газу є присадка рідких палив. Рідке паливо або вводять у камеру газифікації, в якій воно проходить процес піролізу, після чого продукти піролізу разом з генераторним газом надходять у циліндри двигуна, або рідке паливо вводять безпосередньо в циліндри двигуна. У першому випадку можна вживати важкі фракції рідкого палива, у другому – світлі рідкі палива (бензин, спирт). Однак за цього методу підвищення потужності газових двигунів потрібна значна присадка рідкого палива. Так, наприклад, за дослідями НАМІ, для підвищення потужності газового двигуна на 10 % необхідно забезпечити присадку 120–170 г/е. к. с. год. важких нафто-продуктів у камеру газифікації газогенератора, що працює на дровах. Для тракторних двигунів, що працюють на сільськогосподарських роботах переважно з великим навантаженням, такий метод підвищення потужності є неприйнятним [1, 3, 6].

При збільшенні робочого обсягу циліндрів потужність газового двигуна підвищується, однак це не завжди можливо. Крім того, даний метод підвищення потужності значно ускладнює переустаткування рідкопаливних двигунів у газіві.

При збільшенні кількості обертів колінчастого вала двигуна також можна підвищити його потужність, якщо двигун має запас потужності за зовнішньою характеристикою.

При збільшенні обертів двигуна різко зростає механічна напруженість деталей кривошипно-шатунної групи. Ця напруженість є наслідком сил, що розвиваються в циліндрах двигуна при згорянні робочої суміші, і сил інерції деталей кривошипно-шатунної групи. Збереження механічної напруженості деталей цієї групи при збільшенні швидкості обертання колінчастого вала двигунів можливо в тому випадку, якщо в газових двигунах тиск  $p_z$  наприкінці згорання робочої суміші, а також жорсткість роботи  $\Delta P/\Delta \alpha$  будуть значно менші, ніж у рідкопаливних.

Цій умові відповідає переустаткування двигунів із запаленням від стиску, тому що для них тиск  $p_z$  коливається в межах 45–80 кг/см<sup>2</sup>, у той час як для газових двигунів за показником стиску  $\epsilon = 7\div 8,5$  значення  $p_z$  не перевищує 30–40 кг/см<sup>2</sup>. Крім того, газові двигуни працюють менш жорстко, ніж рідкопаливні: для газових двигунів відношення  $\Delta P/\Delta \alpha$  коливається в межах 0,9–1,4; а для рідкопаливних – 1,5–2,0 кг/см<sup>2</sup> на 1° повороту колінчастого вала [3].

Коефіцієнт наповнення газових двигунів, що віднесений до умов навколишнього середовища, має менші значення, ніж у рідкопаливних двигунів. Це пояснюється додатковими опорами газогенераторної установки, що утруднює



прохід газу у двигун, і підвищеною температурою газу, порівняно з навколишнім середовищем [2].

Коефіцієнт наповнення [3]:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon p_a - p_r}{(\varepsilon - 1)p_o} \frac{T_o}{T_o + \Delta T}, \quad (6)$$

де  $p_a$  – тиск наприкінці впуску,  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;  $p_r$  – тиск залишкових газів,  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;  $p_o$  – тиск навколишнього середовища,  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;  $T_o$  – температура навколишнього середовища,  $^{\circ}\text{абс.}$ ;  $\Delta T$  – температура підігріву свіжого заряду,  $^{\circ}\text{абс.}$

Найбільше впливають на коефіцієнт наповнення тиск наприкінці впуску й ступінь підігріву газоповітряної суміші.

Для газового двигуна величина  $p_a$  залежить не тільки від опору системи впуску, але також й від опорів газогенераторної установки.

Для отримання більш високих значень коефіцієнта наповнення прагнуть зменшення аеродинамічних опорів газогенераторної установки й системи впуску; зокрема, намагаються додати трубопроводам кращу аеродинамічну форму, збільшити їх перетин, зробити повороти більш плавними, а стінки трубопроводів – більш гладкими [2, 7, 8].

У карбюраторних двигунах доводиться обмежувати збільшення перетину трубопроводів, щоб швидкість суміші на робочих режимах не була занадто мала, тому що зі зменшенням швидкості горючої суміші зменшується кількість палива, що рухається в потоці повітря у вигляді пари й краплі, і збільшується кількість палива, що тече по стінках трубопроводів у вигляді плівки. Крім того, у конструкціях трубопроводів часто передбачають спеціальні елементи, що сприяють зриву й розбризкуванню рідкої плівки палива.

У газових двигунах подібні обмеження не ставляться, тому повинні бути прийняті всі можливі міри зі створення впускних систем газових двигунів з мінімальними аеродинамічними опорами.

Температура горючої суміші, що надходить у циліндри двигуна, значно впливає на величину коефіцієнта наповнення, тому що при підвищенні температури горючої суміші збільшується її питомий обсяг.

Наприклад, при збільшенні температури газоповітряної суміші у впускному трубопроводі двигуна Д2Г на  $10^{\circ}$  потужність двигуна зменшувалася на 2 к. с. Отже, при проектуванні газогенераторної установки необхідно прагнути того, щоб температура перед змішувачем була мінімальною й не перевищувала більш ніж на  $10\text{--}15^{\circ}$  температуру навколишнього середовища [3].

Підігрів горючої суміші, що подається у циліндри, відбувається, головним чином, у результаті зіткнення її з гарячими поверхнями камер згоряння двигуна, циліндрів, каналів головки блоку й впускного трубопроводу (особливо у випадку обігріву останнього). При зменшенні температури цих поверхонь коефіцієнт наповнення помітно підвищується. Так, згідно з даними професора В.І. Кірсанова,

при зменшенні температури стінок циліндрів від 300 до 200° коефіцієнт наповнення  $\eta_v$  збільшується на 10 %.

При створенні конструкції системи впуску газового двигуна потрібно прагнути мінімального підігріву суміші. Для досягнення зазначеної мети недостатньо виготовити впускний і випускний трубопроводи роз'єднаними, як це було зроблено у двигуна Д2Г. При залишенні роз'єднаних трубопроводів на одному боці двигуна підігрів суміші залишається значним. Так, на двигуні Д2Г різниця температур газоповітряної суміші після змішувача й у впускному трубопроводі перед входом суміші в канали головки блоку становила близько 26° [3].

Для зменшення підігріву необхідно, за можливості, впускний і випускний трубопроводи встановлювати на протилежних сторонах двигуна.

Розглянемо залежність коефіцієнта наповнення двигуна від фаз газорозподілу.

При надходженні горючої суміші в циліндр її тиск знижується внаслідок втрати тиску на створення швидкості суміші й подолання аеродинамічних опорів трубопроводів і клапана.

Падіння тиску горючої суміші під час впуску протягом першої половини ходу поршня звичайно буває значно більшим, ніж наприкінці ходу. Це відбувається внаслідок недостатнього підйому клапана, інерції маси горючої суміші в трубопроводі й прискорюваному русі поршня; швидкість надходження горючої суміші в циліндр під час впуску протягом першої половини ходу поршня, у зв'язку із цим, виходить надмірно великою. При різкому зменшенні швидкості суміші в циліндрі до кінця ходу поршня відбувається додаткове нагрівання суміші, що погіршує наповнення.

Збільшення коефіцієнта наповнення може бути досягнуте шляхом забезпечення більшого прохідного перетину клапана на початку такту впуску. Збільшуючи підйом впускного клапана до моменту приходу поршня у в. м. т., тобто, збільшуючи випередження відкриття впускного клапана або швидкість його підйому, можна зменшити падіння тиску на початку такту впуску й збільшити коефіцієнт наповнення [2, 3, 7, 8].

Однак занадто раннє відкриття впускного клапана може призвести до того, що частина газів, що відпрацювали, буде виштовхуватися наприкінці такту впуску у впускну систему, а на початку такту впуску – знову засмоктуватися в циліндр. Тому кут випередження відкриття впускного клапана треба підбирати з урахуванням цих явищ.

Цікаві досліди зі збільшення потужності газового двигуна Д2Г провів професор Н.М. Глаголев шляхом зміни моменту відкриття впускного клапана (замість відкриття клапана через 8° після в. м. т. клапан відкривався у в. м. т.) і збільшення крутості підйому кулачка (основний радіус кулачка був збільшений з

125 до 217 мм) [3]. При випробуванні двигуна з новими фазами газорозподілу було встановлено, що коефіцієнт наповнення двигуна збільшився на 4 %.

На показники роботи двигуна значною мірою впливає зміна моменту закриття впускного клапана.

При розгляді питання про вплив фаз розподілу на наповнення двигунів необхідно мати на увазі, що загальноприйняте визначення фаз за кутами повороту кривошипа не є характерним, тому що в цьому випадку враховують тільки один елемент—час, – але зовсім не враховує інший – перетин. Чим більше діаметр клапана, повніше профіль кулачка, більше підйом клапана, тим більше буде коефіцієнт наповнення при однакових кутах відкриття й закриття клапанів. Тому вірніше визначати фази не за кутами повороту кривошипа, а за відносинами час–перетин клапанів, що відповідають цим фазам [6].

Можна навести наступну ілюстрацію впливу розташування й діаметра впускних клапанів на протікання кривої  $p_a$ . При роботі стандартного двигуна ЗІС-5 на бензині й на генераторному газі перегин кривих  $p_a$  в обох випадках відбувається при  $n = 800$  об./хв. Для газового двигуна ЗІС-5ВК була виготовлена спеціальна головка блоку, впускні клапани були зроблені підвісними, діаметр впускних клапанів був збільшений з 42 до 50 мм, також збільшений був перетин впускних каналів; кулачковий вал двигуна залишився стандартним. Таким чином, фази газорозподілу (час) залишилися колишніми; змінено був тільки перетин. У результаті цього крапка перегину кривої  $p_a$  перемістилася у бік більших обертів (до  $n = 1100$  об./хв.), як це й очікувалося [3].

З викладеного можна зробити висновок, що при переустаткуванні рідкопаливних двигунів у газові момент закриття впускного клапана не слід змінювати, якщо не змінювати діаметр впускного клапана й профіль кулачка. Оскільки звичайно діаметри впускного клапана й впускних трубопроводів збільшують, то необхідно змінювати момент закриття впускного клапана для збільшення коефіцієнта наповнення.

На коефіцієнт наповнення впливає також і відношення  $p_r/p_o$ , яке значною мірою залежить від моменту закриття впускного клапана. При занадто ранньому закритті клапана збільшується тиск залишкових газів  $p_r$ , а отже – збільшується відношення і погіршується коефіцієнт наповнення.

Якщо при переводі тракторних двигунів з рідкого палива на генераторний газ звичайно й не змінюють фази газорозподілу, то це роблять з метою використання розподільного вала рідкопаливного двигуна й спрощення виробництва газових двигунів.

Ефективний ККД визначається за формулою [3]:

$$\eta_e = \eta_t \eta_d \eta_m, \quad (7)$$

де  $\eta_t$  – термічний ККД;  $\eta_d$  – відносний ККД;  $\eta_m$  – механічний ККД.

Термічний ККД для циклу швидкого згорання залежить від ступеня стиску  $\varepsilon$  й показника адиабати  $k$  й визначається за формулою [3]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (8)$$

Ступінь стиску двигунів внутрішнього згорання, що працюють за циклом швидкого згорання на рідкому паливі, обмежується температурою запалення й схильністю палива до детонації. Температура запалення генераторного газу значно вища, ніж бензино-повітряної суміші. Підвищення температури запалення генераторного газу відбувається внаслідок присутності в ньому інертних газів ( $\text{CO}_2$  та  $\text{N}_2$ ) [9].

Генераторний газ має високі антидетонаційні якості; його октанове число коливається в межах 110–120. Антидетонаційні якості генераторного газу в основному, залежать від вмісту в ньому водню. Чим менше водню в генераторному газі, тим вище його антидетонаційні якості.

Сучасні транспортні газогенератори не забезпечують одержання стабільного складу газу; вміст окремих його компонентів у процесі випалу палива в бункері змінюється, тому доцільно встановлювати ступінь стиску ближча до нижньої межі, що допускається генераторним газом [2, 7, 8].

Відносний ККД характеризує досконалість дійсного робочого циклу двигуна відносно наближення його до ідеального [3].

Швидкість поширення фронту полум'я залежить від вмісту газів у суміші, а також від домішки інертних газів. З підвищенням температури швидкість поширення фронту полум'я збільшується, а з підвищенням тиску – знижується.

Механічний ККД є відношенням ефективної потужності до індикаторної [1]:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}. \quad (9)$$

Отже, для збільшення механічного ККД необхідно прагнути зменшення потужності  $N_m$ , що витрачається на тертя.

### **Висновки**

1. Потужність переобладнаного двигуна значною мірою залежить від якості генераторного газу, що подається до нього, а отже – й від газогенератора та виду палива, що використовується.

2. Для збільшення потужності двигуна при переобладнанні з рідкого палива на генераторний газ вводять ряд змін (збільшення ступеня стискання, не проводять підігрів робочої суміші, збільшують прохідні перетини для горючої суміші тощо).

3. При переводі двигуна із запаленням від стискання на генераторний газ зменшують ступінь стискання.

4. Тільки враховуючи всі фактори, що впливають на потужність переобладнаного на генераторний газ двигуна, можна досягти найбільшого ККД.

**Перспективи подальших досліджень:** розробка і виготовлення сучасних високоефективних установок для газифікації твердого палива, сучасного зразка, які можуть бути використані для роботи переобладнаних двигунів автомобілів (тракторів, комбайнів) та мати високий ККД.

## Література

---

---

1. *Лось Л.В.* Перспективи створення, визначення показників роботи і основних розмірів газогенераторних установок для тракторних двигунів / *Л.В. Лось, Б.В. Ємець, М.І. Шмалюк* // Вісник ДАУ. – 2006. – № 1. – С. 109–121.
  2. *Токарев Г.Г.* Газогенераторные автомобили / *Г.Г. Токарев*. – М. : Изд-во Мин-ва коммун. хоз-ва РСФСР, 1948. – 160 с.
  3. *Юдушкин Н.Г.* Газогенераторные тракторы / *Н.Г. Юдушкин*. – М. : Машгиз, 1955. – 244 с.
  4. *Дранішніков О.* Чи далеко можна заїхати на дровах / *О. Дранішніков* // Новини агротехніки. – 2007. – № 1. – С. 43–47.
  5. *Тереньтьєв Г.А.* Моторные топлива / *Г.А. Тереньтьєв, В.М. Тюков, Ф.В. Смаль*. – М. : Химия, 1989. – 271 с.
  6. *Мезин И.С.* Транспортные газогенераторы / *И.С. Мезин*. – М. : Сельхозгиз, 1948. – 311 с.
  7. *Токарев Г.Г.* Газогенераторные автомобили / *Г.Г. Токарев*. – М. : Машгиз, 1955. – 207 с.
  8. *Колеров Л.К.* Газомоторные установки / *Л.К. Колеров*. – М. : Машгиз, 1951. – 240 с.
  9. *Лось Л.В.* Проблема енергоносіїв та її вирішення в сільському господарстві України біоенергетичними газогенераторами / *Л.В. Лось, Н.М. Цивенкова* // Вісник ДАУ. – 2004. – № 2. – С. 3–21.
- 
-