

Kolodnytska Ruslana Vitaliyivna – PhD, associate professor, associate professor of Automotive and Automotive Technology Department, Zhytomyr State Technological University, Ukraine Zhytomyr, Ukraine, e-mail: ruslanakol@yahoo.com.

МОДЕЛЮВАННЯ ДОВЖИНИ КОНУСА РОЗПИЛЮВАННЯ БЮДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

Р.В. Колодницька

Запропонована модель для визначення довжини конуса розпилювання за умов, що існує в двигунах внутрішнього згоряння. Для того, щоб врахувати властивості палива, був введений «параметр довжини». Модель була перевірена для метилового ефіру конопляної олії (НМЕ), метилового ефіру ріпакової олії (RME) і метилового ефіру соєвої олії (SME) в порівнянні з дизельним паливом при різних тисках впорскування та тисках у двигуні. Модель показує добре узгодження з експериментальними даними як для дизельного так і біодизельного палива. Було визначено, що значення довжини конуса розпилювання для метилового ефіру конопляної олії було дуже близьким до метилового ефіру соєвої олії.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЛИНЫ КОНУСА РАСПЫЛИВАНИЯ БИОДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

Р.В. Колодницкая

Предложена модель для определения длины конуса распыливания в условиях, которые существуют в двигателях внутреннего сгорания. Для того, чтобы учесть свойства топлива, был использован «параметр длины». Модель была проверена для метилового эфира конопляного масла (НМЕ), метилового эфира рапсового масла (RME) и метилового эфира соевого масла (SME) в сравнении с дизельным топливом для разных давлений впрыскивания и давлений в двигателе. Модель показывает хорошее совпадение с экспериментальными данными как для дизельного, так и биодизельного топлива. Было определено, что значения длины конуса распыливания в случае метилового эфира конопляного масла были очень близки к значениям длины конуса распыливания метилового эфира соевого масла.

УДК 621.433

А.П. Марченко, О.О. Осетров, С.С. Кравченко

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НОМІНАЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ СТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА ПРИ ВИКОРИСТАННІ НИЗЬКОКАЛОРИЙНИХ ГАЗОВИХ ПАЛИВ

Відмінність нижчої теплоти згоряння низькокалорійних газових палив від природного газу призводить до зміни протікання робочого процесу та потребує збільшених циклових подач до циліндру для отримання еквівалентної теплоти згоряння. В роботі проаналізовано можливості конструктивного забезпечення номінальної потужності двигуна з форкамерно-факельним запалюванням та якісним регулюванням потужності при використанні в якості палива різних низькокалорійних газів.

Вступ

Низькокалорійні газові палива (НГП), до яких відносять піролізний газ, шахтний газ, біогаз, коксовий газ, генераторний газ тощо є відносно дешевими і доступними джерелами енергії. Ці гази, які у великій кількості виробляються промисловістю та сільським господарством, отримали широке використання в розвинених країнах світу. Нажаль в Україні, яка є залежною від постачання енергоносіїв, НГП майже не використовуються, а у більшості випадків викидаються і забруднюють навколишнє середовище. Тому актуальними є питання їх утилізації та ефективного використання.

Аналіз світового досвіду показує, що НГП можна ефективно використовувати в стаціонарних енергоустановках з двигунами внутрішнього згоряння. На сьогодні на світовому ринку представлені двигуни фірм Caterpillar, Waukesha Engine Dresser Inc, GE Energy Jenbacher gas engines, Cummins Power Generation та ін. [1-4], у складі когенераційних установок потужністю до 4 кВт. Як

правило, це двигуни з примусовим запалюванням паливо-повітряної суміші і форкамерно-факельним запалюванням, що дозволяє надійно та ефективно спалювати паливо-повітряні суміші в широкому діапазоні експлуатаційних навантажень.

В Україні накопичений багаторічний досвід виробництва і експлуатації стаціонарних газових двигунів 11ГД100М з форкамерно-факельним запалюванням і якісним регулюванням потужності. Ці двигуни мають високі індикаторні та ефективні показники та володіють гарними потенційними можливостями для їх конвертації на низькокалорійні газові палива.

Як відомо, НГП мають меншу теплоту згоряння, ніж природний газ, що вимагає збільшення циклової подачі палива для забезпечення незмінної номінальної потужності двигуна. В роботі проаналізовано можливості конструктивного забезпечення збільшення циклової подачі газового палива при використанні різних НГП в двигунах 11ГД100М.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

В роботах [5,6] наведені результати експериментальних досліджень одноциліндрової установки ОГД100 і двигуна 11ГД100 при використанні в якості палива природного газу. Зокрема досліджені показники робочих процесів при використанні газового палива, вплив на робочі процеси конструктивних параметрів і регулювань двигуна, запропоновані конкретні конструктивні рішення.

Результати наведених досліджень дозволили виконати верифікацію математичної моделі робочого процесу двигуна 11ГД100М при роботі на природному газі в широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів [7]. Розроблена модель є квазістационарною термодинамічною моделлю, що побудована на базі диференціальних рівнянь збереження енергії і маси, а також рівняння стану. Модель дозволяє виконувати розрахунки для палива довільного агрегатного і компонентного складу. Закон згоряння палива описується емпіричними рівняннями залежно від якісного складу паливо-повітряної суміші. Тепловіддача від газу стінкам камери згоряння розраховується за рівнянням Ньютона-Ріхмана, де коефіцієнт тепловіддачі описується за залежністю Аннанда. Результати розрахунків робочих процесів двигуна 11ГД100М при використанні НГП [8] добре корелюються з даними інших досліджень газових двигунів подібної розмірності та конструкції [9].

Розроблена математична модель є ефективним інструментом дослідження робочих процесів і оптимізації параметрів двигуна 11ГД100М при використанні низькокалорійних газових палив. Очевидно на першому етапі досліджень вибір параметрів конструкції та систем двигуна доцільно проводити на базі математичного моделювання, а остаточні конструктивні рішення приймати за результатами дослідних експериментальних і доводочних випробувань [10].

На сьогодні у відкритій технічній літературі відсутні результати розрахунково-експериментальних досліджень із забезпечення заданої циклової подачі низькокалорійних газових палив в двигунах з форкамерно-факельним запалюванням і якісним регулюванням потужності.

Таким чином, задачами роботи є дослідження впливу властивостей НГП на енергетичні показники двигуна 11ГД100М, поелементний аналіз конструкції газової апаратури двигуна, обґрунтування вибору конструктивних параметрів і налаштувань газової апаратури для випадків використання НГП.

Конструктивні особливості газової апаратури двигуна

Конвертація двигунів 11ГД100М для використання НГП полягає в модернізації газової апаратури. Розглянемо особливості конструкції системи подачі паливного газу до двигуна 11ГД100М, отже визначимо можливості для збільшення циклової подачі газового палива.

На рис. 1 наведена схема системи подачі паливного газу до циліндрів двигуна та його форкамери.

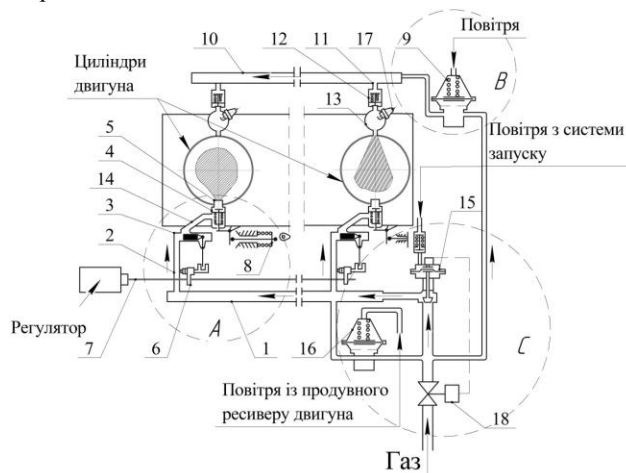


Рис.1. Система подачі паливного газу до двигуна:

A – Система подачі основного газу до циліндрів; B – система подачі газу до форкамери; C – система подачі основного газу при запуску двигуна. 1 – колектор циліндрового газу; 2, 11, 14 – канал; 3 – дозатор; 4 – газовипускний клапан; 5 – форсунка; 6 – повідок; 7 – тяга управління дозаторами; 8 – привід газового клапану; 9 – редуктор-регулятор форкамерного газу; 10 – колектор форкамерного газу; 12 – автоматичний клапан; 13 – форкамера; 15 – запірний газовий клапан при запуску двигуна; 16 – пусковий редуктор-регулятор; 17 – свічка запалювання; 18 – головний кран паливного газу

Газ із загального колектора 1 подається до дозаторів 3 і далі через клапани 4 та форсунки 5 надходить до циліндрів двигуна. Відкриття та закриття газових клапанів здійснюється за рахунок розподільного валу. Впускний газовий клапан 4 є запірним органом, що визначає лише фазу впуску газу в циліндр. Циклова подача газу визначається перерізом профільованого отвору в дозаторі 3 та регулюється золотником.

Дозатор з повідком устатковується безпосередньо на газову клапан-форсунку. Золотник дозатора має привід від регулятора частоти обертання.

Газова апаратура двигунів типу ГД100 випускається в двох виконаннях: для двигунів потужністю 1100 кВт (двигун 11ГД100М) і двигунів потужністю 2500кВт (двигуни 17ГД100).

Ці модифікації є взаємозамінними і відрізняються лише прохідними перетинами отворів газо-

вого клапану, мультипликатора і дозатора (табл.1). Відповідно, при використанні НГП на двигуні 11ГД100М існує можливість заміни ГА на таку, що має збільшені прохідні перетини.

Таблиця 1. Прохідні перетини елементів газової апаратури

Прохідний перетин елемента, $\text{м}^2 \cdot 10^{-4}$	ГА двигуна 11ГД100М	ГА двигуна 17ГД100А
Газового клапану	2,33	3,65
Дозатора	1,13	3,78
Мультипликатора	1,13	3,80

До газової апаратури входять три редуктори-регулятори, що регулюють тиск пускового, паливного і форкамерного газу в системі. Тиск паливного газу в базовому двигуні складає 0,3МПа на режимі номінальної потужності. Проте існує конструктивна можливість його регулювання в межах 0,3-1 МПа при використанні НГП. Крім того, залежно від виду НГП і способу використання газового двигуна до схеми енергетичної установки може бути включений газовий компресор, що підтримує тиск у системі 1МПа і більше.

Двигуни 11ГД100М були створені на базі дизельних двигунів Д100, у конструкцію яких входять два розподільні вали, що приводять штовхачі паливних насосів. В газових двигунах використано лише один розподільний вал, що приводить газовий клапан. Проте конструкція газового двигуна передбачає можливість установки ще одного газового клапану із приводом від другого розподільного валу. Це потребує суттєвих змін у конструкції газового двигуна, проте за необхідності дозволяє суттєво збільшити прохідні перетини деталей газової апаратури.

Таким чином, для забезпечення необхідної циклової подачі газу до циліндрів двигуна запропоновано застосування таких заходів:

- збільшення прохідних перетинів деталей газової апаратури: газового клапана, дозатора і мультипликатора;
- збільшення тиску в системі подачі газу;
- комбінування попередніх способів;
- дублювання газової апаратури.

Методика розрахунку наповнення циліндру газом

Вибір параметрів газової апаратури при використанні НГП проводиться розрахунковим шляхом з використанням математичного моделювання процесів у газовому двигуні.

Розрахунок робочого процесу газового двигуна на 11ГД100М виконано за квазістаціонарною термодинамічною математичною моделлю, опис якої наведено у роботі [5]. У цій математичній моделі за

ітераційним методом визначається потрібна циклова подача газового палива для забезпечення заданої потужності двигуна. Модель також передбачає виконання розрахунків за умови завдання циклової подачі палива; в цьому випадку ефективна потужність двигуна є функцією від циклової подачі.

Розрахунок кількості газового палива, що потрапляє до циліндру двигуна в процесі впорскування, здійснюється за наступною методикою.

Подача газу до циліндру починається при $\varphi_{н.п.г.} = 227^\circ$ п.к.в. і відбувається на протязі 60° п.к.в. Тиск газу в газовій магістралі при живленні природним газом складає $p_g = 0,3$ МПа, а середній тиск у циліндрі на такті стиску дорівнює 0,15 МПа. Отже відношення тиску газу до тиску повітря у циліндрі буде $p_{цсп}/p_g = 0,429$.

Критичне відношення $p_{цсп}/p_g = \beta_{кр}$ визначається за формулою:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}},$$

де κ - показник адиабати газу.

Середня мольна теплоємність газу

$$\mu_{c_v} = \sum \mu_{c_{vi}} \cdot r_i,$$

де $\mu_{c_{vi}}$ - середня мольна теплоємність і-го компоненту газу; r_i - об'ємна доля і-го компоненту газу.

Для природного газу критичне відношення тисків $\beta_{кр} = 0,521$, що значно більше ніж $p_{цсп}/p_g = 0,429$. Отже відбувається надкритичне витікання паливного газу.

Швидкість надкритичного витікання не залежить від відношення тисків $p_{цсп}/p_g$, а залежить тільки від температури газу:

$$C_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1} \cdot R \cdot T_g}.$$

Масова витрата газу через переріз впускного газового клапана

$$G_{кр} = \frac{mf \cdot p_g}{\sqrt{R \cdot T_g}} \sqrt{\kappa \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}.$$

Температуру газу, що надходить до циліндру двигуна, обираємо рівною 293К. Найбільша тривалість наповнення газом буде на режимі номінальної потужності з максимальною частотою обертання 750 хв^{-1} .

Маса газу, яка потрапила в циліндр двигуна за 1° п.к.в.,

$$\Delta m = G_{кр} \cdot \Delta \tau.$$

Об'єм газу, що надходить до циліндру за 1° п.к.в.,

$$V = \mu F_{доз} \cdot C_{кр} \cdot \Delta \tau.$$

Приклад результатів розрахунку відносної доли циклової подачі НГП, що потрапляє до циліндра в процесі впорскування серійною газовою апаратурою двигуна 11ГД100М на режимі номінальної потужності ($N_e = 1100$ кВт), наведено на рис. 3.

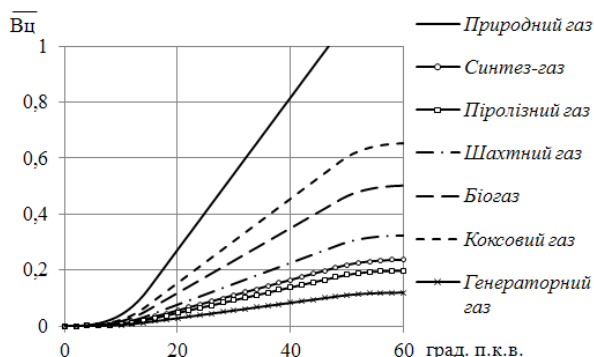


Рис.3. Відносна доля циклової подачі НГП, що потрапляє до циліндру двигуна в процесі впорскування

Таким чином, розглянута методика дозволяє врахувати вплив на циклову подачу палива конструктивних і регулювальних параметрів газової апаратури, отже може бути використана для визначення раціональних значень параметрів у випадку використання НГП.

Збільшення прохідних перетинів

Паливний газ подається безпосередньо до циліндра двигуна на такті стиску крізь газовий клапан. Подача газу починається ще на початку стиску. Враховуючи, що тиск після редуктора складає 0,3-0,7МПа, а в циліндрі в цей період 0,1-0,2МПа, можна зазначити, що газ буде без перешкод надходити до циліндру.

Результати розрахунку подачі природного газу серійною газовою апаратурою показують, що циклова порція газу $b_{ци} = 4,179 \cdot 10^{-4}$ кг/цикл при тиску газу в паливній магістралі 0,3 МПа потрапить до циліндру двигуна за 47 град. п.к.в., що менше, ніж тривалість відкриття газового клапана. Отже номінальна потужність двигуна забезпечена із невеликим запасом.

Результати розрахунку ефективної потужності дослідного двигуна при роботі на низькокалорійних газових паливах з використанням газової апаратури двигунів 11ГД100М і 17ГД100А наведені на рис. 4.

При застосуванні ГА двигуна 11ГД100М циклова подача палива і, відповідно, його номінальна потужність знижується на 33-85% від потрібних значень в усіх випадках використання НГП. У випадку застосування ГА двигуна 17ГД100А при використанні біогазу та коксового газу циклова подача палива і номінальна потужність двигуна не змінюються, а при використанні шахтного та генера-

торного газу зменшуються, відповідно, на 21 та 67% від потрібних значень.

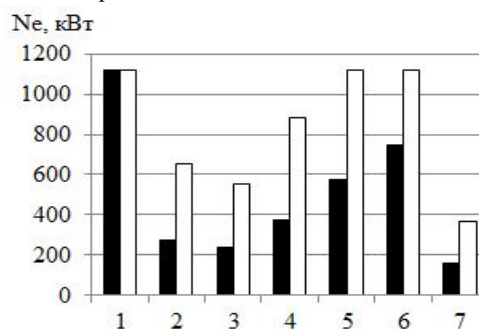


Рис. 4. Потужність двигуна при використанні природного газу та НГП:

■ – за умови застосування ГА двигуна 11ГД100М; □ – за умови застосування ГА двигуна 17ГД100А; 1 – природний газ; 2 – синтез-газ; 3 – піролізний газ; 4 – шахтний газ; 5 – біогаз; 6 – коксовий газ; 7 – генераторний газ

Таким чином, застосування газової апаратури двигуна 17ГД100А зі збільшеними прохідними перетинами замість газової апаратури двигуна 11ГД100М як самостійний захід дозволить забезпечити номінальну ефективну потужність двигуна 11ГД100М (1100кВт) у випадку використання біогазу і коксового газу. В той же час цей захід є недостатньо ефективним у випадку використання в якості палива синтез-газу, піролізного, шахтного та генераторних газів при інших незмінних параметрах і налаштувань газової апаратури. Для забезпечення необхідної циклової подачі газу при використанні цих НГП потрібно вживати додаткових заходів.

Збільшення тиску в системі подачі газу

Слід зазначити, що для збільшення тиску газу в редукторі необхідно збільшувати роботу, що витрачається на стиск газу компресором. Відповідно, необхідно підвищувати ефективну потужність двигуна (та циклову подачу газу) на величину потужності, потрібної для привода компресора.

Адіабатична робота, що витрачається на стиск газу в компресорі,

$$l_k = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right].$$

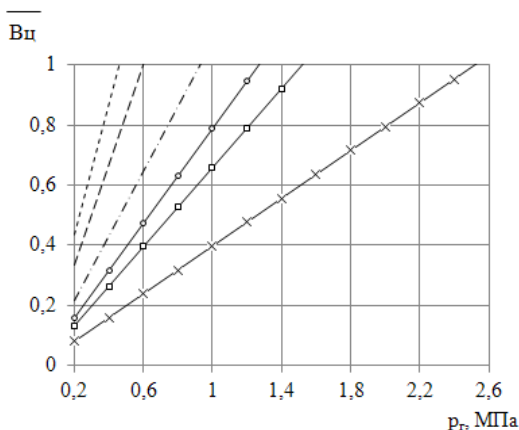
Потужність, яка витрачається на привід компресора,

$$N_k = \frac{l_k \cdot G_k}{\eta_k},$$

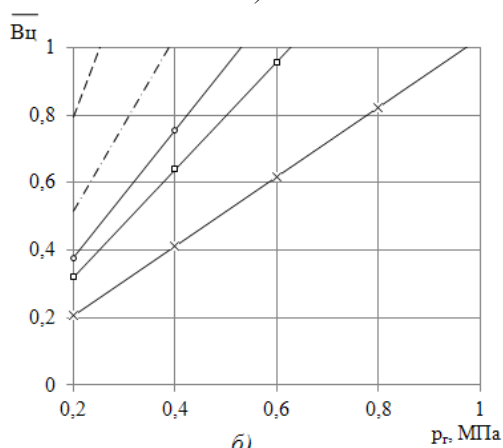
де G_k – витрата палива, кг/с; η_k – ККД компресора.

При розрахунках прийнято $\eta_k = 0,8$.

Результати розрахунку потрібного тиску в газовій магістралі і, відповідно, потужності, що витрачається на привід компресора, наведені на рис. 5, 6.



а)



б)

—○— Синтез-газ —□— Піролізний газ
 - - - Шахтний газ - - - Біогаз
 ····· Коксовий газ —×— Генераторний газ

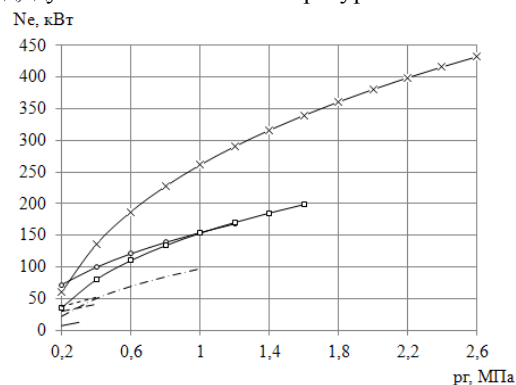
Рис. 5. Залежність відносної циклової подачі від тиску газу в газовій магістралі при застосуванні:

а – газової апаратури двигуна 11ГД100М; б – газової апаратури зі збільшеними прохідними перетинами двигуна 17ГД100А

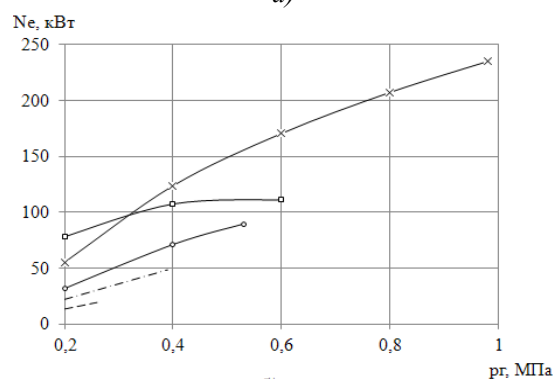
З рис. 5 видно, що при використанні газової апаратури двигуна 11ГД100М потрібно в 2-2,5 рази підвищувати тиск паливного газу для забезпечення номінальної потужності порівняно із використанням газової апаратури двигуна 17ГД100А. Це у свою чергу, призведе до збільшення витрат потужності двигуна на привід компресора і, відповідно, збільшення витрати газового палива, що не раціонально. Доцільним в цьому випадку, на наш погляд, є заміна газової апаратури двигуна 11ГД100М на газову апаратуру 17ГД100А у сукупності із підвищенням тиску паливного газу.

Звертає на себе увагу необхідність суттєвого (у 2-3,3 разів) підвищення тиску паливного газу і,

відповідно, потужності компресора у випадку використання піролізного і генераторного газу, навіть при застосуванні газової апаратури двигуна 17ГД100А. Це призведе до зниження надійності роботи газової апаратури і збільшення витрати паливного газу. Очевидно потрібні додаткові заходи для забезпечення ефективності роботи газового двигуна у випадку використання цих палив, наприклад, дублювання газової апаратури.



а)



б)

—○— Синтез-газ —□— Піролізний газ
 - - - Шахтний газ - - - Біогаз
 ····· Коксовий газ —×— Генераторний газ

Рис. 6. Залежність потужності, що витрачається на привід компресора від тиску газу в паливній магістралі при застосуванні:

а – газової апаратури двигуна 11ГД100М; б – газової апаратури зі збільшеними прохідними двигуна 17ГД100А

Дублювання газової апаратури

В табл. 2 наведені результати розрахунку потрібного тиску в газовій магістралі та потужності, що витрачається на привід компресора при використанні подвійної газової апаратури.

Розрахунки показали, що при використанні піролізного та генераторного газів за умови застосування ГА двигуна 11ГД100М для забезпечення номінальної потужності потрібно створити тиск у паливній магістралі, відповідно, 0,6 та 1МПа. Для цього потрібно витратити, відповідно, 10 та 21% виробленої потужності двигуна на привід компресора. Доцільним в цих випадках є застосування

подвійної газової апаратури зі збільшеними прохідними перетинами, що дозволить забезпечити потрібну циклову подачу газу при меншому в 4,8 (для коксового газу) та 5,4 (для генераторного газу) ра- зів тиску нагнітання палива у порівнянні з базовим варіантом. Це в свою чергу призводить до змен- шення потужності, що витрачається на привід ком- пресора.

Таблиця 2. Розрахунок потрібного тиску в га- зовій магістралі для забезпечення циклової подачі газу до циліндрів двигуна при використанні по- двійної ГА

Газ	Піролізний газ	Генератор- ний газ
Потрібний тиск в газовій магістра- лі, МПа		
- ГА двигуна 1ГД100М	0,75	1,2
- ГА двигуна 1ГД100А зі збіль- шеними прохідними перетинами	0,31	0,48
Потужність, що витрачається на привід компресора N_k , кВт		
- ГА двигуна 1ГД100М	126	270
- ГА двигуна 1ГД100А зі збіль- шеними прохідними перетинами	60,5	140

Висновки

1. Відмінність теплоти згоряння низькокало- рійних газових палив від природного газу вимагає збільшення циклової подачі палива для забезпе- чення незмінної номінальної потужності двигуна.

2. Проаналізовано можливості конструктивно- го забезпечення збільшення циклової подачі газо- вого палива при використанні різних НГП в двигу- нах 1ГД100М. Показано, що забезпечити необхід- ну циклову подачу газу до циліндрів двигуна мож- на за рахунок збільшення прохідних перетинів га- зового клапана, мультиплікатора і дозатора, збі- льшенням тиску в системі подачі газу та дублю- ванням газової апаратури.

3. Показано, що для забезпечення номінальної потужності газового двигуна при використанні в якості палива коксового газу та біогазу достатньо замінити газову апаратуру на серійну апаратуру двигуна 1ГД100А зі збільшеними прохідними пе- ретинами.

4. При використанні синтез-газу та шахтного газу доцільно разом із заміною газової апаратури на апаратуру зі збільшеними прохідними перети- нами підвищувати тиск паливного газу в системі до 0,55 та 0,4 МПа, відповідно.

5. У випадку використання піролізного та ге- нераторного газів раціонально застосувати подвій- ну газову апаратуру зі збільшеними прохідними перетинами разом із підвищенням тиску в паливній магістралі, відповідно, до 0,3 та 0,5 МПа.

Список літератури:

1. Газовые генераторы и электростанции, когенераци- онные установки [Електронний ресурс] / Zeppelin, пред- ставитель Caterpillar – Режим доступу: <http://www.zeppelin.ua/products/gazopor-elektrogeneratory>
2. Бузов В. Д. Потенциал применения газопоршневых двигателей зарубежных производителей на территории РФ. / В. Д. Бузов, А. А. Дудолін, В. В. Макаревич, Е. В. Макаревич. // Турбины и дизели. — 2009. — № 3. — С. 28–33.
3. Опыт эксплуатации газопоршневых агрегатов на биогазе [Електронний ресурс] / Генрих БААС, компания DEUTZ Power Systems (MWM GmbH) – Режим доступу: http://www.ges-ukraine.com/maininfo_14-17.html
4. Газо- поршневые двигатели для мини-ТЭЦ на природном газе и биогазе [Електронний ресурс] / И. Трохин. Издательский Центр «Аква-Терм» - Режим доступу: http://www.aqua-therm.ru/articles/articles_276.html - 21 лютого 2013 р.
5. Генкин К.И. Газовые двигатели / К.И. Генкин. – М. : Ма- шиностроение, 1977. – 196 с.
6. Генкин, К.И. Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе / К.И. Генкин, Д.Т. Аксенов, Б.Н. Струнге. – Л. : Недра, 1970. – 328 с.
7. Марченко, А.П. Дослідження та математичне моделю- вання процесу згоряння в двигуні з форкамерно- факельним запалюванням / А.П. Марченко, О.О. Осет- ров, С.С. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – № 2. – С. 12-19.
8. Марченко, А. П. Моторные свойства низкокалорийных газовых топлив и их влияние на показатели двигателей внутреннего сгорания / А.П. Марченко, А.А. Осетров, С.С. Кравченко, О. А. Хамза // Энерг. технологии и ресурсосбережения. – 2014. – № 5,6. – С.3 – 12.
9. Goto S., Nishi H., Nakayama S., Takahashi S. Developmen of Hight Density Gas Engine 22AG // IHI Engineering Review. — 2004. — Vol.37, №3. — P. 104-107.
10. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у б томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – с. 365.

Bibliography (transliterated):

1. Gazovye generatory i jelektrostanicii, kogeneracionnye ustanovki [Elektronnij resurs] / Zeppelin, predstavitel' Caterpillar – Rezhim dostupu: <http://www.zeppelin.ua/products/gazopor-elektrogeneratory>
2. Burov V. D. Potencial primeneniya gazoporshnevyyh dvigatelej zarubezhnyh proizvoditelej na territorii RF. / V. D. Burov, A. A. Dudolin, V. V. Makarevich, E. V. Makarevich. // Turbiny i dizeli. — 2009. — № 3. — S. 28–33.
3. Opyt jekspluatacii gazoporshnevyyh agregatov na biogaze [Elektronnij resurs] / Genrih BAAS, kompanija DEUTZ Power Systems (MWM GmbH) – Rezhim dostupu: http://www.ges-ukraine.com/maininfo_14-17.html
4. Gazoporshnevyye dvigateli dlja mini-TJeC na prirodnom gaze i biogaze [Elektronnij resurs] / I. Trohin. Izdatel'skij Centr «Akva-Term» - Rezhim dostupu: http://www.aqua-therm.ru/articles/articles_276.html - 21 ljutogo 2013 r.
5. Genkin K.I. Gazovye dvigateli / K.I. Genkin. – M. : Mashinostroenie, 1977. – 196 s.
6. Genkin, K.I. Gazovye dvigateli GD100 i agregaty na ih baze / K.I. Genkin, D.T. Aksenov, B.N. Strunge. – L.: Nedra, 1970. – 328 s.
7. Marchenko, A.P. Doslidzhennja ta matematichne modeljuvannja procesu zgorjannja v dvigunі z forkamerno-fakel'nim zapaljuvannjam / A.P. Marchenko, O.O. Osetrov, S.S. Kravchenko // Dvigateli vnutrennegosgoranija. – 2014. – № 2. – S. 12-19.
8. Marchenko, A. P. Motornye svojstva nizkokalorijnyh gazovyh topliv i ih vlijanie na pokazateli

dvigatelej vnutrennego sgoraniya / A.P. Marchenko, A.A. Osetrov, S.S. Kravchenko, O. A. Hamza // Jenergotekhnologii i resursosberezheniya. – 2014. – № 5,6. – S.3 – 12. 9. Goto S., Nishi H., Nakayama S., Takahashi S. Developmen of Hight Density Gas Engine 22AG // IHI Engineering Review. — 2004. — Vol.37, №3. — P. 104-107. 10. Dviguni vnutrishn'ogo

zgorjannja: Serija pidruchnikov u 6 tomah. T.2. Dovidka konstrukcij forsovanih dviguniv nazem-nih transportnih mashin. / Za redakcieju prof. A.P. Marchenka, zasl. dijacha nauki Ukraїni prof. A.F. Sheho-vcova – Harkiv: Vidavn. centr NTU "HPI", 2004. – s. 365.

Надійшла до редакції 12.06.2015

Марченко Андрій Петрович – докт. техн. наук, професор, зав. кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Осетров Александр Александрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: osetrov2010@gmail.com.

Кравченко Сергій Сергійович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Skyler-tm@yandex.ru.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ СТАЦИОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НИЗКОКАЛОРИЙНЫХ ГАЗОВЫХ ТОПЛИВ

А.П. Марченко, А.А. Осетров, С.С. Кравченко

Отличие низшей теплоты сгорания низкокалорийных газовых топлив от природного газа приводит к изменению протекания рабочего процесса и требует увеличенных цикловых подач в цилиндр для получения эквивалентной теплоты сгорания. В работе проанализированы возможности конструктивного обеспечения номинальной мощности двигателя с форкамерно-факельным зажиганием и качественным регулированием мощности при использовании в качестве топлива различных низкокалорийных газов.

SUPPORT NOMINAL POWER STATIONARY GAS ENGINES WHEN USING THE LOW CALORIE GAS FUELS

A. Marchenko, A. Osetrov, S. Kravchenko

The difference between the net calorific value of low-calorie gas fuels from natural gas leads to a change in the working process and requires an increase in cyclic supply into the cylinder for the equivalent calorific value. This paper analyzes the possibilities of constructive ensure rated engine power to the pre-combustion chamber jet ignition and power quality control for use in a variety of low-calorie fuel gas. It is shown that the cyclic provide the necessary gas supply to the cylinders of the engine can be achieved by increasing the flow passages of parts of gas equipment, an increase in pressure in the gas supply system and gas equipment duplicated. With the engine on biogas and coke oven gas rated power provided the replacement of the gas equipment the engine equipment with larger flow passages. When using synthesis gas and coal gas expedient together with the replacement gas equipment on the apparatus with increased flow passages to increase the pressure of the fuel gas in the fuel system. In the case of pyrolysis and generator gases and rational use double gas installations with larger flow passages.

УДК 621.438

Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.С. Познанский, А.С. Митрофанов, А.Ю. Проскурин

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ 2Ч 7,2/6 С ДОБАВКАМИ ДО 65% СИНТЕЗ-ГАЗА К БЕНЗИНУ

Представлены результаты исследований работы двигателя 2Ч 7,2/6 с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием при работе на бензине с добавками синтез-газа. Получены индикаторные диаграммы при работе по нагрузочной характеристике при добавках синтез-газа – 25–64%. Предложены зависимости для определения значений показателя сгорания η и продолжительности сгорания φ_z при коэффициенте избытка воздуха 1,1...1,22.

Постановка проблемы

В современном двигателестроении, одной из важных проблем является разработка технологий эффективного использования альтернативных видов топлив, а также замещение традиционных топлив альтернативными с целью повышения эффективности энергетической установки.

Анализ исследований и публикаций

Одним из перспективных видов топлив для ДВС, полученных из возобновляемых источников

сырья, является синтез-газ [1-2]. Преимущественно основными компонентами синтез-газа являются водород (H_2) и монооксид углерода (CO), однако в зависимости от исходного сырья и способов получения, в состав также могут входить метан (CH_4), этилен (C_2H_4), этан (C_2H_6) и др. компоненты. Благодаря наличию в составе синтез-газа водорода значительно улучшаются экологические показатели работы двигателя [3]. При применении термохимической утилизации тепла отходящих газов