

3. Ключ С.В., Забарний Г.Н. Оценка и прогноз потенциала твердого биотоплива Украины // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2011. – № 2(24). – С. 8–13.
4. Безуглий М.Д., Булгаков В.М., Гриник І.В. Науково-практичні підходи до використання соломи та рослинних решток // Вісник аграрної науки. – 2010. – №3. – С. 5–8.
5. Бусинко О.Т., Столюк В.Д., Штомлель М.В. Технологія виробництва продукції тваринництва: Підручник /

за ред. О.Т. Бусинка. – К.: Аграрна освіта, 2001. – 432 с.

6. Ключ С.В. Визначення енергетичного потенціалу соломи і рослинних відходів за період незалежності України // Відновлювана енергетика. – 2012. – №3. – С. 71–79.
7. Кухарець В.В., Білецький В.Р., Виговський С.М. Енергетичний потенціал соломи в районах Житомирської області // – 2009. – №134. – Ч.2. – С. 74–80.

УДК 662.76.032

Д.С.Довженко, Г.М.Забарний, докт.техн.наук (Інститут відновлюваної енергетики НАН України, Київ), М.В.Медведенко (Національний авіаційний університет, Київ)

Термодинамічні цикли автомобільних двигунів внутрішнього згоряння, які працюють на генераторному газі

Проаналізовано можливі термодинамічні цикли двигунів внутрішнього згоряння, які використовують у якості палива генераторний газ. Обраний оптимальний термодинамічний цикл. Наведено методика розрахунку обраного термодинамічного циклу.
Ключові слова: генераторний газ, термодинамічний цикл, двигун внутрішнього згоряння, методика розрахунку термодинамічного циклу.

Проанализированы возможные термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания, которые используют в качестве топлива генераторный газ. Выбран оптимальный термодинамический цикл. Приведена методика расчета выбранного термодинамического цикла.
Ключевые слова: генераторный газ, термодинамический цикл, двигатель внутреннего сгорания, методика расчета термодинамического цикла.

Розглянемо термодинамічний замкнений (ідеальний) цикл двигуна внутрішнього згоряння, який працює на генераторному газі.

При цьому під замкненим оберненим (ідеальним) циклом двигуна внутрішнього згоряння розуміємо дійсний робочий цикл, схематизований до ряду послідовних безперервних процесів, за яких термодинамічна система, що складається з джерела підводу теплоти, незмінної кількості ідеального робочого тіла та джерела відводу теплоти, повертається до свого початкового стану.

Основними особливостями замкненого ідеального циклу є наступні:

1. Робочим тілом у циклі є ідеальний газ із постійною теплоємністю, склад якого не змінюється.
2. Кількість робочого тіла за цикл не зміню-

ється. У циклі відсутні процеси очистки циліндра від відпрацьованих газів і наповнення його свіжим зарядом.

3. Втрати теплоти в навколишнє середовище відсутні, і процеси стиску та розширення робочого тіла протікають адіабатично, тобто забезпечують максимальне тепловикористання.

4. Процеси згоряння палива, тепловіддачі та очистки циліндра замінені відповідно підводом теплоти Q_1 від гарячого джерела і відводом теплоти Q_2 до холодного джерела або при постійному об'ємі ($V = \text{const}$) для карбюраторного двигуна, або при постійному тиску ($P = \text{const}$) для дизельного двигуна.

5. Перетворення теплоти в механічну роботу (теповикористання) у замкненому ідеальному циклі максимально можливе, тобто величина

термодинамічного коефіцієнта корисної дії ідеального циклу в порівнянні з коефіцієнтом корисної дії реального робочого циклу – максимальна.

Метою даної роботи є визначення особливостей термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згоряння, який працює на генераторному газі, та розробка методики розрахунку цього циклу.

Для визначення характеристик термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згоряння, що працює на генераторному газі, розглянемо термодинамічний цикл з підведенням теплоти при сталому об'ємі ($V = \text{const}$) – за цим циклом працюють двигуни внутрішнього згоряння з іскровим запаленням суміші повітря та палива (цикл Отто). Цей цикл найбільш підходить для двигунів, конструкція яких дозволяє спалювати генераторний газ, тому що:

1) робоча суміш повітря та генераторного газу потребує примусового запалення;

2) робоча суміш повітря та генераторного газу має невелику швидкість поширення полум'я у циліндрі, що не дозволяє прогріти циліндр до температур, характерних для двигунів із samozapalenniam від стискання;

3) робоча суміш повітря та генераторного газу не може стискатися до значних ступенів стиску, які характерні для двигунів із samozapalenniam від стискання (наприклад, циклу Сабате-Трінклера, циклу Дизеля).

Охарактеризуємо запропонований цикл з підведенням теплоти при сталому об'ємі ($V = \text{const}$), тобто цикл Отто. Цей цикл схематично зображено на PV -діаграмі (рис. 1).

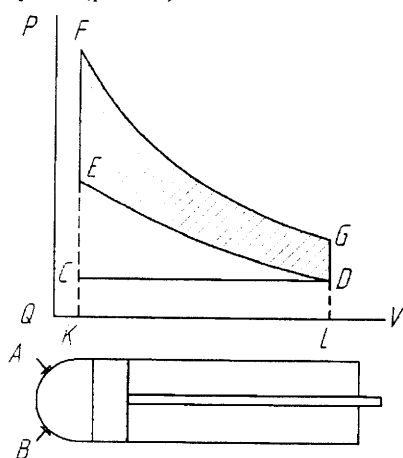


Рис. 1. Цикл Отто.

На першій стадії даного термодинамічного процесу має місце процес впуску; при цьому по-

ршень рухається зліва направо, і через впускний клапан "А" в циліндр поступає суміш повітря з газом за постійного тиску (лінія CD).

Коли поршень опиниться в крайньому правому положенні, клапан "А" закривається. Потім поршень, рухаючись справа наліво (процес стискання), стискає горючу суміш. Відбувається адіабатичне стискання (лінія DE), оскільки завдяки швидкості руху поршня теплообмін між газом та стінками циліндра майже не відбувається. Коли поршень опиняється в крайньому лівому положенні, відбувається запалювання горючої суміші іскрою від свічки запалювання. Нагрівання утворених продуктів згоряння відбувається миттєво. Збільшення тиску відбувається при постійному об'ємі – ізохорично.

При наступному русі поршня зліва направо (процес розширення) відбувається адіабатичне розширення (лінія FG). В крайньому правому положенні відкривається впускний клапан В, і газ починають виходити за постійного об'єму (лінія GD). При наступному русі справа наліво (процес випуску) газ продовжують виходити при постійному тиску (лінія DC).

Площа KFGLK являє собою роботу, здійснену газом у процесі розширення, а EDLKE – роботу, витрачену на стискання газу під час процесу стискання. Корисна робота двигуна виразиться заштрихованою площею FGDE. Варто відмітити, що робота, яка отримана під час процесу впуску, дорівнює роботі, що витрачена під час процесу випуску, а сумарна їх робота дорівнює нулю [1].

Для розрахунків розглянутого термодинамічного циклу з підведенням теплоти при сталому об'ємі $V = \text{const}$ (цикл Отто) пропонується удосконалити існуючий метод розрахунку термодинамічних циклів двигунів внутрішнього згоряння.

Суть цього удосконаленого методу зводиться до наступних етапів виконання розрахунків:

- На першому етапі визначаються параметри робочого тіла на момент початку процесу стискання.

- На другому етапі послідовно розглядаються термодинамічні процеси ідеального циклу: процес стискання робочого тіла, процес підведення теплоти до цього тіла, процес розширення робочого тіла. Для вказаних процесів обчислимо

параметри робочого тіла в характерних точках замкненого ідеального циклу. На основі цих параметрів будується діаграма замкненого ідеального циклу.

- На третьому етапі розраховуються ефективні та економічні показники ідеального циклу двигуна внутрішнього згоряння. Це термічний коефіцієнт корисної дії, середній тиск у циліндрі двигуна, середня потужність двигуна, питомі витрати палива.

Підкреслимо, що всі використані нижче залежності та формули удосконаленої методики придатні для використання тільки при розрахунках циклу, що розглядається, з підводом теплоти при постійному об'ємі робочого тіла [2, 10, 11].

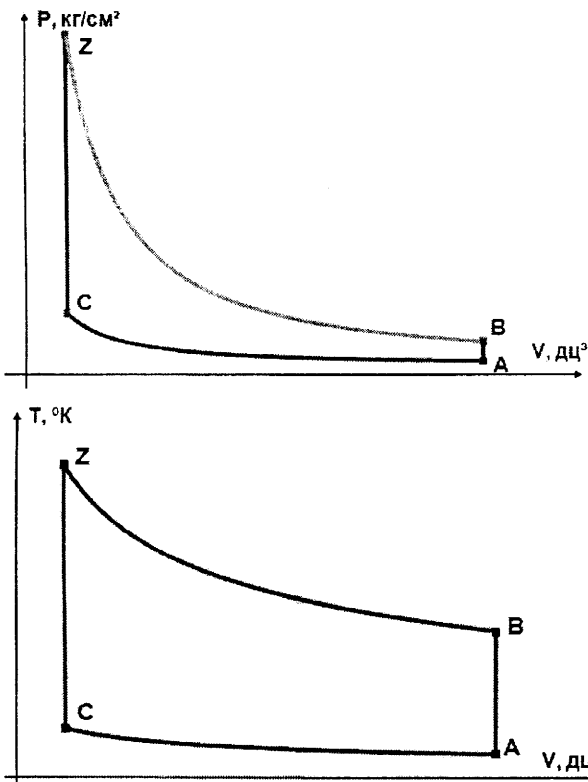


Рис. 2. *PV* та *TV*-діаграми ідеального циклу чотиритактного карбюраторного двигуна, що працює на генераторному газі.

- Визначення параметрів робочого тіла на момент початку процесу стискування.

Точка початку стискування (точка А, рис. 2) характеризується наступними параметрами:

P_A – величина тиску в робочому тілі на момент початку процесу стискування;

V_A – об'єм циліндра на момент початку процесу стискування;

T_A – температура робочого тіла на момент початку процесу стискування.

У зв'язку з тим, що втрати теплоти в навколишнє середовище відсутні, і процеси стискування та розширення робочого тіла протікають адіабатично, тобто забезпечують максимальне тепловикористання, вважається, що тиск у робочому тілі на момент початку стискування дорівнює атмосферному, тобто $P_A=1 \text{ кг/см}^2$, а температура робочого тіла (оптимальна робоча температура двигуна внутрішнього згоряння) становить: $T_A=355^\circ\text{K}$ або $T_A=82^\circ\text{C}$.

Що ж стосується об'єму циліндра на момент початку стискування, то цей об'єм, згідно викладеного в [3–6], розраховується за допомогою наступних формул:

$$\frac{V_A}{V_C} = \varepsilon; V_A - V_C = V_h; V_h = \frac{V_{3AG}}{i}, \quad (1)$$

де V_A – об'єм циліндра на момент початку стискування; V_C – об'єм камери згоряння (циліндра) на кінцевий момент стискування робочого тіла; ε – ступінь стискування двигуна; V_h – робочий об'єм одного циліндра двигуна; V_{3AG} – загальний об'єм циліндрів двигуна; i – кількість циліндрів.

- Визначення параметрів робочого тіла в характерних точках замкненого ідеального циклу.

1. Параметри в точці С (рис. 2), тобто на момент закінчення процесу стискування. Процес стискування є ізотропним або адіабатним (тобто процесом, що здійснюється у відсутності підводу чи відводу теплоти). Параметри в точці С, тобто на момент закінчення процесу стискування робочого тіла у циліндрі, розраховуються за наступними відомими формулами [4, 7]:

$$P_C = P_A \cdot \varepsilon^K; T_C = T_A \cdot \varepsilon^{k-1}; K = \frac{\mu C_p}{\mu C_v}, \quad (2)$$

де P_C – величина тиску в робочому тілі на момент закінчення процесу стискування; K – показник адіабат стискування та розширення. Показник адіабати – це відношення теплоємності при сталому тиску C_p до теплоємності при сталому об'ємі C_v . Для ідеального циклу показник адіабати $K = \text{const}$ [8], тому термодинамічний ККД циклу з підводом теплоти при ($V=\text{const}$) залежить від од-

ного параметра – ступеня стискання; μC_p – мольна ізобарна теплоємність робочого тіла; μC_v – мольна ізохорна теплоємність робочого тіла; T_C – температура робочого тіла на момент закінчення процесу стискання.

2. Параметри в точці Z (рис. 2), тобто на момент закінчення процесу підводу теплоти. Процес підводу теплоти проходить при постійному об'ємі робочого тіла.

Параметри в точці Z, тобто на момент закінчення процесу підводу теплоти до робочого тіла, розраховуються за наступними відомими формулами [3, 5]:

$$P_Z = P_C \lambda; \quad T_Z = T_C \lambda; \quad \lambda = \frac{Q_1(\kappa - 1)}{R \cdot T_C} + 1; \\ Q_1 = \frac{Q_H^p}{L_O}; \quad L_O = \frac{l_O}{\mu_{\text{повітря}}}; \quad (3)$$

$$l_O = \frac{1}{0,21} \sum \left[\left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r \right],$$

де $C_n H_m O_r$ – частка хімічних елементів, з яких складається паливо. Слід відмітити, що коефіцієнти n , m , r означають число атомів у молекулах, з яких складається даний газ; l_O – теоретична кількість повітря, необхідного для згорання палива [9]; $\mu_{\text{повітря}}$ – молекулярна вага повітря, що становить 28,95 кг/кмоль; L_O – теоретична кількість повітря, необхідного для згорання палива у молях на кілограм палива; Q_1 – кількість теплоти, що підводиться в ідеальному циклі; Q_H^p – нижча теплота згорання палива; R – універсальна газова стала, прийнята рівною 8,315 кДж/кмоль·К, або 1,986 ккал/кмоль·К; λ – ступінь підвищення тиску (відношення об'ємів під час ізохорного підведення теплоти). Інші умовні позначення відповідають раніше прийнятим.

3. Параметри в точці В (рис. 2), тобто на момент закінчення процесу розширення робочого тіла в циліндрі. Процес розширення робочого тіла проходить при відсутності підводу чи відводу теплоти, тобто є ізотропним або адіабатним процесом.

Параметри в точці В, тобто на момент закінчення процесу розширення робочого тіла, розра-

ховуються за наступними відомими формулами [4, 5, 7]:

$$P_B = \frac{P_Z}{\varepsilon^K}; \quad T_B = \frac{T_Z}{\varepsilon^{K-1}}, \quad (4)$$

де P_Z – величина тиску в робочому тілі на момент закінчення процесу підводу теплоти; T_B – температура робочого тіла на момент закінчення процесу розширення.

Інші умовні позначення відповідають раніше прийнятим.

- Розрахунки ефективних та економічних показників.

До обчислюваних ефективних та економічних показників замкненого ідеального термодинамічного циклу відносяться наступні: термічний коефіцієнт корисної дії; питома робота циклу; середня потужність двигуна; питомі витрати палива.

1. Термічний коефіцієнт корисної дії η_t .

Як показано раніше, в ідеальному циклі двигуна відсутні будь-які втрати теплоти за виключенням обов'язкового відтоку теплоти до холодного джерела. Обов'язковий відтік теплоти до холодного джерела характеризується термодинамічним коефіцієнтом корисної дії ідеального циклу.

Термодинамічним коефіцієнтом корисної дії називається відношення кількості теплоти, перетвореної у механічну роботу, до загальної кількості теплоти, підведеної до робочого тіла.

Зазначений коефіцієнт розраховується за наступною відомою формулою [4, 5]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}}. \quad (5)$$

Умовні позначення у формулі (5) відповідають раніше прийнятим.

2. Середній умовно постійний протягом циклу тиск (середня питома робота). Середнім протягом циклу тиском називається такий умовно постійний (індикаторний) тиск, який, діючи на поршень і переміщуючи його у робочому ході від однієї мертвої точки до іншої, виконує роботу, що дорівнює роботі ідеального циклу.

Зазначений тиск розраховується за наступною відомою формулою [6]:

$$P_t = P_A \cdot \frac{\varepsilon^K}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\lambda - 1}{\kappa - 1} \cdot \eta_t. \quad (6)$$

Ум
ють ра
Сл
тійний
питомі
томоу
зиваєть
творил
об'єму
жастьс

3. С
ідеальн
Сер
ідеальн
залежн

де i –
оберт
чення в
Сл
на кож
гах кол
та обер

4.
безпе
Пи
ступно

де η_t –
– тепло

Умовні позначення у формулі (6) відповідають раніше прийнятим.

Слід підкреслити, що середній умовно постійний протягом циклу тиск чисельно дорівнює питомій роботі замкненого ідеального циклу. Питомою роботою замкненого ідеального циклу називається відношення кількості теплоти, яка перетворилась у механічну роботу, до робочого об'єму циліндра. Звичайно питома робота виражається у Дж/м³.

3. Середня потужність двигуна, що працює за ідеальним циклом.

Середня потужність двигуна, що працює за ідеальним циклом, розраховується за наступною залежністю [3, 5, 7]:

$$N = P_i \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{2}, \quad (7)$$

де i – кількість циліндрів двигуна; n – частота обертання колінчастого вала. Інші умовні позначення відповідають раніше прийнятим.

Слід відмітити, що для чотиритактного двигуна кожен ідеальний цикл має місце при двох обертах колінчастого вала, тому в залежності (7) частота обертання колінчастого вала ділиться на 2.

4. Питомі витрати палива, необхідні для забезпечення підводу теплоти у циклі.

Питомі витрати палива обчислюються за наступною залежністю [3]:

$$e = \frac{1}{\eta_t \cdot Q_{п.газу}^p}, \quad (8)$$

де η_t – термічний коефіцієнт корисної дії; $Q_{п.газу}^p$ – теплота згоряння палива.

Висновки. 1. Доведено, що для генераторного газу підходить термодинамічний цикл із підведенням теплоти при сталому об'ємі ($V = \text{const}$). За цим циклом працюють двигуни внутрішнього згоряння з іскровим запаленням суміші повітря та палива (цикл Отто).

2. Удосконалено методику розрахунку термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згоряння, в якому спалюється генераторний газ із примусовим запаленням робочої суміші.

1. Коллеров Л.К. Газомоторные установки / Л.К. Коллеров – М.: Машгиз, 1951. – 240 с.

2. Забарний Г.М., Кудря С.О., Кондратюк Т.Г., Четверик Г.О. Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України. – Київ: Інститут відновлюваної енергетики НАНУ, 2006. – 226 с.

3. Бальян С.В. Техническая термодинамика и тепловые двигатели. – Л.: Машиностроение, 1973. – 299 с.

4. Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Мельников Г.В., Петров В.М., Харитонов Б.А. Теория двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1965. – 447 с.

5. Тареев В.М. Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Речной транспорт, 1961. – 467 с.

6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1980. – 261 с.

7. Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1958. – 158 с.

8. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. – Харьков. ХНАДУ, 2009. – 50 с.

9. Тимченко І.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.С., Муждобаєв М.Р. Автомобільні двигуни: Підручник. – Харьков. Основа, 1995. – 464 с.

10. Кюнэ Г., Кох Ф. Испытания автомобильных газогенераторов / Г. Кюнэ, Ф. Кох; пер. с нем. П.П. Москвина; ред. М.Д. Артамонова. – М.: Гостранстехиздат, 1938. – 84 с.

11. Волошенко Ф.П. Теоретические диаграммы поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Куйбышев, Машгиз, 1962. – 212 с.