

УДК 620.92.579.66

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАМКНЕНОГО ТА ОБЕРНЕНОГО (ІДЕАЛЬНОГО) ЦИКЛІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬ БІОДИЗПАЛИВО

Бойко Т. Г.*, *Кондратюк Г. Г.*

*Національний авіаційний університет

**Інститут відновлюваної енергетики НАН України

bojko_tanichka@ukr.net

Наведено розрахунки ідеальних термодинамічних циклів двигуна внутрішнього згорання при застосуванні різних видів рідкого біопалива. Показано, що в разі зменшення теплоти згорання біопалива пропорційно зменшується питома робота циклу та середня потужність двигуна і пропорційно збільшуються питомі витрати палива та середній ефективний тиск.

Ключові слова: *термодинамічний цикл, біопаливо, двигуни внутрішнього згорання, застосування різних видів біопалива, питома робота циклу, питомі витрати палива, ефективний тиск.*

Calculated ideal thermodynamic cycles of internal combustion engine when using different types of liquid biofuels. It is shown that a decrease in the heat of combustion of biofuels be proportionally reduced the specific work cycle and the average engine power and increases in proportion to the unit cost of fuel and mean effective pressure.

Key words: *thermodynamic cycle, biofuels, internal combustion engine, using different types of biofuel, specific work cycle, the units cost of fuel, effective pressure.*

Постановка завдання

Мета статті — оцінювання економічності та ефективності робочого циклу, який є в двигунах внутрішнього згорання під час застосування різних видів рідкого біопалива з різними фізико-хімічними властивостями. Для надання однозначності подальшому викладенню зупинимось на визначенні поняття «робочий цикл двигуна внутрішнього згорання». Як відомо, у реальному двигуні внутрішнього згорання теплової енергії, яка перетворюється при згоранні палива в механічну роботу здійснюється через ряд послідовних, періодично повторюваних фізико-хімічних та термодинамічних процесів. Ці процеси в сукупності складають круговий необернений і незамкнений цикл, який називають *дійсним робочим циклом двигуна внутрішнього згорання*.

Зауважимо, що робочий цикл наявний у циліндрах реальних двигунів, в яких згорання палива здійснюється за складними, ще не до кінця дослідженими фізико-хімічними законами. Впродовж всього робочого циклу відбувається теплообмін із зовнішнім середовищем, інтенсивність та характер якого теж не досліджені.

Окрім цього, робочим тілом дійсного циклу є реальні гази змінного складу та змінної теплоємності. Тому дослідження впливу окремих чинників на ефективність та економічність робочого циклу виконуються шляхом схематизації низки послідовних, складаючих дійсний робочий цикл процесів до низки послідовних процесів, описання яких можливе за допомогою відомих термодинамічних та фізико-хімічних рівнянь.

Найпоширенішою є схематизація дійсного робочого циклу двигуна внутрішнього згорання до таких двох уявних циклів [1; 2; 3; 4; 5; 6]:

— теоретично замкненого та оберненого (ідеального циклу);

— теоретично розімкненого та необерненого циклу.

Методика дослідження зазначених уявних циклів ґрунтується на розрахунках термодинамічних параметрів на кінцевий момент кожного з складаючих даний уявний цикл фізико-хімічних або термодинамічних процесів з урахуванням поправок, що витікають з реальних умов здійснення дійсного робочого циклу.

Процеси, що послідовно здійснюються в зазначених уявних циклах, описуються залежно від припущень, за допомогою відомих теплофізичних, термодинамічних та фізико-хімічних рівнянь. Розв'язання цих рівнянь дає змогу з певною мірою наближення обчислити технічні параметри та показники ефективності й економічності для теоретично замкнених (ідеальних) або теоретично розімкнених циклів.

Зауважимо, що теоретичний розімкнений та необернений цикли відрізняються від теоретичного замкненого та оберненого (ідеального) циклів тим, що на початку кожного розімкненого циклу відбувається надходження нового робочого тіла (для двигунів у вигляді пального). Замкнуті цикли здійснюються з багаторазовим використанням одного й того ж робочого тіла. До того ж у розімкненому циклі робочим тілом є реальні гази, хімічний склад та теплоємність яких змінюються по мірі згорання палива, як це відбувається у циліндрі двигуна. Передбачається, що згорання палива повне — без втрат (тепловіддача відсутня) і це згорання проходить за тими самими законами, що й підведення теплоти у теоретично замкнених (ідеальних) циклах.

При схематизації дійсного робочого циклу до уявного розглядається така сукупність процесів:

- стискання робочого тіла;
- підведення теплоти зовні (як альтернатива згоранню палива);
- розширення робочого тіла;
- відведення теплоти в навколишнє середовище.

Слід також відмітити, що термодинамічні розрахунки як теоретичних замкнених, так і теоретичних розімкнених циклів виконуються для режимів роботи двигуна, відповідальних номінальній (повній) потужності при найвигідніших умовах підведення та згорання палива. За інших режимів роботи двигуна (часткове навантаження або перенавантаження) змінюється ряд параметрів, які необхідно враховувати у розрахунках циклів саме цих режимів.

Дослідні випробування показують, що при роботі двигуна перебіг робочих циклів завдяки різним газогідродинамічним умовам, коливанню тиску при вприскуванні палива, швидкості розповсюдження полум'я та ряду інших чинників не є однаковим. Має місце деяка відмінність слідуєчих один за одним циклів. Так, наприклад, межі коливань тиску згорання та середнього індикаторного тиску суміжних робочих циклів двигуна можуть сягати 10 %. У зв'язку з цим при виконанні термодинамічних розрахунків використовуються середні для декількох циклів значення параметрів, що отримані при стійкій роботі двигуна.

Замкнені теоретичні (ідеальні) цикли дають змогу отримати лише якісну картину характеру впливу використання різних видів рідкого біопалива на економічність та ефективність реальних двигунів. За абсолютними значеннями основні показники замкненого теоретичного (ідеального) циклу будуть завищеними порівняно з аналогічними показниками дійсного робочого циклу, тому що в ідеальному циклі не враховуються такі три основні процеси, які мають місце в реальному двигуні:

1. Газообмін (впуск та випуск робочого тіла), який в ідеальному циклі виключений повністю завдяки припущенню про постійність складу робочого тіла та його теплоємності. Кожний цикл відбувається за участі свіжої паливної суміші, яка надійшла у двигун і після кожного циклу проводиться очищення циліндра від відпрацьованих газів. Зокрема, у двигуні теплоємність робочого тіла залежить від температури та від складу робочого тіла, який постійно змінюється.

2. Згорання палива, яке у замкненому (ідеальному) циклі замінюється підведенням теплоти від стороннього джерела. В реальному двигуні процес згорання проходить у часі за складеним законом з інтенсивним теплообміном.

3. Процес, що обумовлює додаткові теплові втрати, пов'язаний з безперервним теплообміном між робочим тілом і навколишнім середовищем крізь стінки циліндра, головку блока, днище поршня, а також втратами робочого тіла крізь нещільності між циліндром та поршнем з подоланням механічного та гідравлічного опору. Окрім того, втрати теплоти у реальному двигуні залежать також і від температури залишкових газів і надлишкового повітря або від хімічної неповноти згорання палива.

Розімкнені необернені теоретичні цикли порівняно з замкненими оберненими (ідеальними) циклами завдяки використанню під час їх розрахунків додаткових термодинамічних співвідношень додатково враховують:

— процеси впуску та випуску палива, але за повної відсутності опору та без зміни температури і тиску робочого тіла, а також без врахування витрат енергії на газообмін;

— зміну якості робочого тіла протягом одного циклу, тобто враховують зміну хімічного складу робочого тіла та залежність його теплоємності від температури;

— залежність показників адіабат стискання та розширення від середньої теплоємності палива, але без урахування теплопередачі і відповідно без врахування тепловтрат у процесах стискання та розширення;

— процес згорання палива, точніше підведення теплоти, яке залежить від теплоти згорання робочої суміші і враховує зміну кількості робочого тіла при згоранні (врахування коефіцієнта молекулярної зміни);

— втрати теплоти пов'язані зі зміною температури (підігрівом) залишкових газів та надлишкового повітря або з хімічною неповнотою згорання палива в умовах нестачі кисню повітря.

Таким чином, розімкнені теоретичні цикли точніше відображають процеси, що мають місце в реальних двигунах, а кількісні показники термодинамічних параметрів цих циклів можуть бути оцінюваними для відповідних параметрів дійсних процесів. Але кількісний аналіз теоретичних розімкнених циклів значно складніший ніж замкнених (ідеальних), бо рівняння, що використовуються, значно ускладнені.

Проаналізуємо замкнений (ідеальний) цикл двигуна внутрішнього згорання, який працює на різних видах рідкого біопалива. Завданням аналізу є встановлення характеру зміни основних показників ефективності та економічності ідеального циклу таких як термічний коефіцієнт корисної дії, середній ефективний тиск у циліндрі двигуна, питома робота циклу, питома витрати палива, середня потужність двигуна, залежно від виду використаного рідкого біопалива, що має різні фізико-хімічні властивості.

Під замкненим оберненим (ідеальним) циклом двигуна внутрішнього згорання розуміється дійсний робочий цикл, схематизований до ряду послідовних безперервних процесів, за яких термодинамічна система, що складається з джерела підведення теплоти, незмінної кількості ідеального робочого тіла, джерела відведення теплоти, виходячи з деякого початкового стану, і притерпів ряд змін, зумовлених тільки підведенням теплоти, здійсненням роботи і відведенням теплоти, повертається до свого початкового стану.

Основними особливостями замкненого ідеального циклу є:

1. Робоче тіло в циклі — ідеальний газ з постійною теплоємністю, склад якого не змінюється.

2. Кількість робочого тіла за цикл не змінюється. У циклі відсутні процеси очищення циліндра від відпрацьованих газів і наповнення його свіжим зарядом.

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

4. Процеси згорання палива, тепловіддачі і очищення циліндра замінені відповідно підведенням теплоти Q_1 від гарячого джерела і відведенням теплоти Q_2 холодному джерелу або при постійному об'ємі ($V = \text{const}$) для карбюраторного двигуна, або за постійного 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 порівняно з коефіцієнтом корисної дії реального робочого циклу — максимальна.

З урахуванням вищевикладеного, розглянемо замкнений термодинамічний цикл двигунів внутрішнього згорання з підведенням теплоти за постійного тиску ($P = \text{const}$). Цей цикл є ідеальним замкненим циклом для дизельних двигунів. Зазначений замкнений ідеальний цикл розглянемо для дизельного двигуна марки КАМАЗ-740.

Основні відомості про цей двигун наведено у табл. 1 [1; 9]. Під час аналізу зазначеного циклу оберемо:

1. Конструкція та експлуатаційні параметри двигуна, що досліджується, лишаються незмінними незалежно від виду використаного палива.

2. Незалежно від виду палива (традиційне чи біопаливо) маса повітря необхідна для спалювання одного кг довільного палива є постійною величиною і становить: $l = 14,33$ (повітря)/кг (палива) (згідно з формулою (див. далі (4)));

3. Теплота згорання різних паливних сумішей, що використовувались як паливо, обчислюється як середньовагова від теплоти згорання компонентів суміші за формулою:

Таблиця 1

Основні відомості про двигун

Параметри	Марка двигуна КАМАЗ-740
Номінальна потужність, кВт	154,4
Частота обертів колінчастого валу при номінальній потужності, об/хв	2600
Кількість і розміщення циліндрів	8-V
Ступінь стискання двигуна	17
Діаметр циліндра, мм	120
Хід поршня, мм	120
Параметри	Марка двигуна КАМАЗ-740
Робочий об'єм циліндрів, дц ³	10,85
Питома потужність, кВт/ дц ³	14,2
Середній ефективний тиск при номінальній потужності, МПа	0,658
Мінімальні питомі витрати палива, г/кВт · год	224

$$Q_{\text{н.сум}}^p = Q_{\text{н.1}}^p \cdot G_1 + \dots + Q_{\text{н.л}}^p \cdot G_n, \quad (1)$$

де $Q_{\text{н.сум}}^p$ — теплота згорання суміші; $Q_{\text{н.л}}^p$ — теплота згорання n -го компонента суміші; G_n — частка n -го компонента суміші.

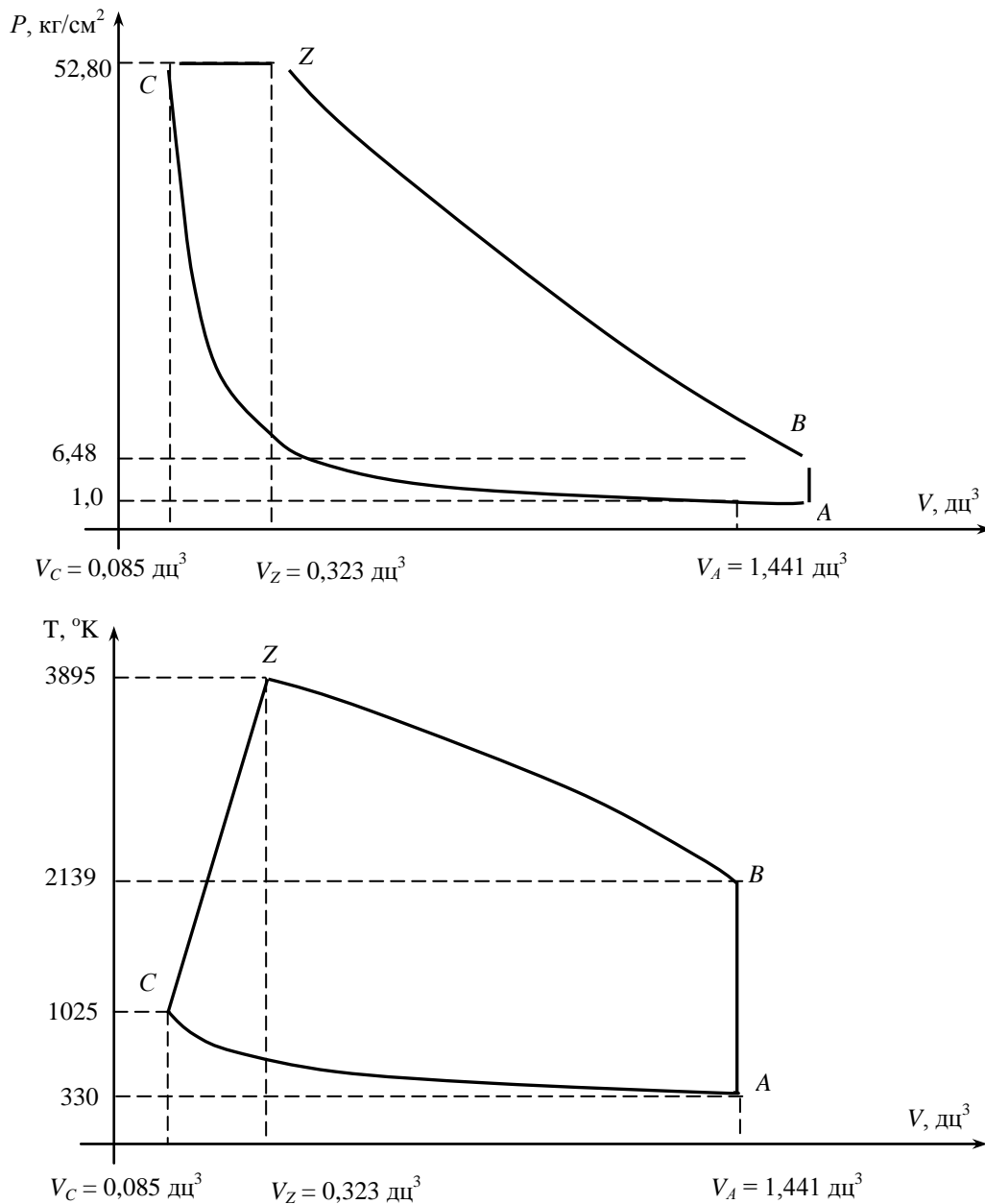
У табл. 2 наведено розраховані за формулою (1) значення теплоти згорання палива, які використані під час виконання цього дослідження.

Таблиця 2

Теплота згорання палива, що використана у процесі розрахунку

Вид палива	Теплота згорання, ккал/кг (МДж/кг)
Традиційне дизпаливо	9890 (41,4)
Суміш: 30 % ріпакової оливи тонкого очищення та 70 % традиційного дизпалива	9533 (39,9)
Суміш: 50 % ріпакової оливи тонкого та 50 % традиційного дизпалива	9295 (38,9)
Ріпакова олива тонкого очищення	8700 (36,4)
Біодизель із ріпакової оливи	9000 (37,7)

Виконано розрахунки термодинамічних параметрів циклу, на основі яких побудовані діаграми замкнених ідеальних циклів дизельного безкомпресорного чотириконтактного двигуна марки КАМАЗ — 740, який працює на паливі наведеному в табл. 2. Результати цих розрахунків подано в табл. 1, а приклад побудованої діаграми на рисунку.



P — V та T — V діаграми теоретичного розімкненого циклу чотиритактного дизельного двигуна марки КАМАЗ-740, що працює на традиційному дизельному паливі:

$$C = 9890 \text{ ккал/кг}; \text{ ККД} = 0,55; P = 1,779 \text{ МПа};$$

$$N = 410 \text{ кВт}; \text{ об'єм циліндра двигуна } V_h = 1,356 \text{ дм}^3; b = 158 \text{ г/кВт}.$$

Розрахунки та побудова діаграм зроблені згідно з відомою методикою, детально викладеною у працях [2; 4; 7]. Суттєвість цієї методики зводиться до такого:

- на першому етапі визначаються параметри робочого тіла на момент початку процесу стискування;
- на другому етапі послідовно розглядаються та обчислюються термодинамічні процеси ідеального циклу: процес стискування робочого тіла, підведення теплоти до цього тіла, процес розширення робочого тіла. У результаті обчислення отримуються параметри робочого тіла у харак-

терних 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 згорання, а саме: термічний коефіцієнт корисної дії, середній тиск у циліндрі двигуна, середня потужність двигуна, питомі витрати палива.

Як приклад побудови, згідно з викладеною методикою діаграм замкнених ідеальних циклів, детально опишемо алгоритм розрахунків для ідеального циклу дизельного безкомпресорного чо-

тиртактного двигуна марки КАМАЗ-740, який працює на традиційному дизельному паливі (діаграма на рисунку). Нехай у даному двигуні має місце замкнений ідеальний цикл з ізобарним підведенням теплоти при постійному тиску робочого тіла. Тоді точка початку стискання характеризується такими параметрами: V_A — об'єм циліндра на момент початку процесу стискання; P_A — величина тиску в робочому тілі на момент початку процесу стискання; T_A — температура робочого тіла на момент початку процесу стискання.

За припущення про відсутність теплообміну та гідравлічного опору в момент впуску палива в циліндри двигуна вважається, що тиск у робочому тілі на момент початку стискання дорівнює атмосферному, тобто $P_A = 1 \text{ кг/см}^2$, а температура робочого тіла становить:

$$T_A = 330^\circ\text{K або } T_A = 57^\circ\text{C}.$$

Що ж стосується об'єму циліндра на момент початку стискання, то цей об'єм, згідно з викладеним у працях [2; 3; 6; 9], розраховується за допомогою формул:

$$\frac{V_A}{V_C} = \varepsilon; \quad V_A - V_C = V_h; \quad V_h = \frac{V_{\text{зар}}}{i} \quad (2)$$

де V_A — об'єм циліндра на момент початку стискання; V_C — об'єм камери згоряння (циліндра) на кінцевий момент стискання робочого тіла; ε — ступінь стискання двигуна, згідно з табл. 1 беремо $\varepsilon = 1,7$; V_h — робочий об'єм одного циліндра двигуна; $V_{\text{зар}}$ — загальний об'єм циліндрів двигуна, згідно з табл. 1 обираємо $V_{\text{зар}} = 10,85 \text{ дц}^3$; i — кількість циліндрів, згідно з табл. 1 беремо $i = 8$.

Підставляючи у формули (2) числові значення величин, маємо:

$$V_h = \frac{10,85 \text{ дц}^3}{8} = 1,356 \text{ дц}^3;$$

$$\begin{cases} \frac{V_A}{V_C} = 1,7; \\ V_A - V_C = 1,356 \text{ дц}^3, \end{cases}$$

звідки $V_C = 0,085 \text{ дц}^3$; $V_A = 1,441 \text{ дц}^3$.

Таким чином, точка діаграми ідеального циклу на момент початку процесу стискання характеризується параметрами: $V_A = 1,441 \text{ дц}^3$; $P_A = 1 \text{ кг/см}^2$; $T_A = 330^\circ\text{K}$.

Визначення параметрів робочого тіла в характерних точках замкненого ідеального циклу

1. Параметри в точці C (див. рисунок), тобто на момент завершення процесу стискання. Стискання є ізоентропним або адіабатним, тобто процесом, що здійснюється за відсутності підведення чи відведення теплоти.

$$P_C = P_A \cdot \varepsilon^\kappa; \quad T_C = T_A \cdot \varepsilon^{\kappa-1}; \quad \kappa = \frac{\mu C_p}{\mu C_v} = 1,4. \quad (3)$$

де P_C — величина тиску в робочому тілі на момент завершення процесу стискання; κ — показник адіабат стискання та розширення; μC_p — мольна ізобарна теплоємність робочого тіла; μC_v — мольна ізохорна теплоємність робочого тіла.

Параметри в точці C , тобто на момент закінчення процесу стискання робочого тіла у циліндрі розраховуються за формулами (3), [3; 4; 6]. При цьому суміш дизпалива та повітря в циліндрі дизельного двигуна являє собою двоатомний газ. Для двоатомних ідеальних газів маємо $\kappa = 1,4$, T_C — температура робочого тіла на момент закінчення процесу стискання.

Підставляючи у формулу (3) числові значення величин, дістанемо:

$$P_C = 1 \text{ кг/см}^2 \cdot 1,7^{1,4} = 52,8 \text{ кг/см}^2;$$

$$T_C = 330^\circ \cdot 1,7^{0,4} = 1025^\circ\text{K}$$

Таким чином, точка діаграми замкненого ідеального циклу на момент закінчення підведення теплоти характеризується параметрами:

$$V_C = 0,085 \text{ дц}^3; \quad P_C = 52,8 \text{ кг/см}^2; \quad T_C = 1025^\circ\text{K}.$$

2. Параметри в точці Z (див. рисунок), тобто на момент закінчення процесу підведення теплоти за постійного тиску до робочого тіла розраховуються за формулами [2; 3; 4]:

$$P_Z = P_C; \quad V_Z = V_C \cdot \rho; \quad T_Z = T_C \cdot \rho \quad (4)$$

$$\rho = \frac{Q_1(\kappa-1)}{RT_C\kappa} + 1; \quad Q_1 = \frac{Q_H^p}{L_o};$$

$$L_o = \frac{l_o}{\mu_{\text{повіт}}}; \quad l_o = \frac{8g_C + 8g_H - g_o}{0,232},$$

де ρ — ступінь підвищення об'єму та температури.

Інші умовні позначення відповідають раніше визначеним.

Підставляючи у формули (4) числові значення величин і враховуючи, що для дизпалива $Q_H^p = 9890 \text{ ккал/кг}$, а також те, що в складі дизпалива є 0,4 % кисню, маємо:

$$l_o = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 0,26 - 0,004}{0,232} =$$

$$= 14,33 \text{ кг (повітря)/кг (палива)};$$

$$L_o = \frac{14,33 \text{ кг / кг}}{28,95 \text{ кг / кмоль}} = 0,495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}};$$

$$Q_1 = \frac{9890 \text{ ккал / кг}}{0,495 \text{ кмоль/кг}} = 19980 \frac{\text{ккал}}{\text{кмоль}};$$

$$\rho = \frac{19980 \cdot (1,4 - 1)}{1,986 \cdot 1025^{\circ} \text{K} \cdot 1,4} + 1 = 3,8;$$

$$P_Z = P_C = 52,8 \text{ кг/см}^2;$$

$$T_Z = 1025^{\circ} \text{K} \cdot 3,8 = 3895^{\circ} \text{K};$$

$$V_Z = 0,085 \text{ дц}^3 \cdot 3,8 = 0,323 \text{ дц}^3.$$

Таким чином, точка Z діаграми замкненого ідеального циклу характеризується параметрами: $V_Z = 0,323 \text{ дц}^3$; $P_Z = 52,8 \text{ кг/см}^2$; $T_Z = 3895^{\circ} \text{K}$.

3. Параметри в точці B (див. рисунок), тобто на момент закінчення процесу розширення робочого тіла в циліндрі, розраховуються за наступними залежностями [3; 4; 6; 7]:

$$T_B = \frac{T_Z}{\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^{\kappa-1}}; \quad P_B = \frac{P_Z}{\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^{\kappa}}; \quad (5)$$

Умовні позначення в формулах (5) відповідають визначенням раніше. Підставляючи у формули (5) числові значення величин, маємо:

$$P_B = \frac{52,8 \text{ кг/см}^2}{\left(\frac{17}{3,8}\right)^{1,4}} = 6,48 \text{ кг/см}^2;$$

$$T_B = \frac{3895^{\circ} \text{K}}{\left(\frac{17}{3,8}\right)^{0,4}} = 2139^{\circ} \text{K};$$

Таким чином, точка діаграми ідеального циклу на момент закінчення процесу розширення робочого тіла характеризується параметрами:

$$V_B = V_A = 1,441 \text{ дц}^3;$$

$$P_B = 6,48 \text{ кг/см}^2; \quad T_B = 2139^{\circ} \text{K}.$$

Використовуючи розраховані в точках A ; B ; C ; Z параметри, будують діаграму ідеального циклу, що зображена на рисунку.

Розрахунки ефективних та економічних показників

Ці показники розраховують так.

1. Термічний коефіцієнт корисної дії η_t розраховується за формулою [3; 4; 5]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa(\rho - 1)} \quad (6)$$

Умовні позначення в формулі (6) відповідають обранням. Підставляючи у формулу (6) числові значення величин, маємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{17^{0,4}} \cdot \frac{3,8^{0,4} - 1}{1,4 \cdot 2,8} = 0,55.$$

2. Середній умовно постійний протягом циклу розраховується за формулою [9]:

$$P_t = \frac{P_C}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\kappa(\rho - 1)}{\kappa - 1} \eta_t \quad (7)$$

Умовні позначення в формулі (7) відповідають раніше обранням. Тоді, підставляючи в залежність (7) числові значення величин, маємо:

$$P_t = \frac{52,8 \text{ кг/см}^2}{17 - 1} \cdot \frac{1,4(3,8 - 1)}{1,4 - 1} \cdot 0,55 = 17,79 \text{ кг/см}^2.$$

Зауважимо, 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. Зазвичай питома робота виражається у Дж/м³. Тоді:

$$L = P_t = 17,79 \text{ кг/см}^2 = 1,746 \text{ мДж/м}^3.$$

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

$$N = P_t V_h i \frac{n}{2}, \quad (8)$$

де i — кількість циліндрів двигуна.

Згідно з табл. 1 $i = 8$; n — частота обертання колінчастого валу, за табл. 1 $n = 2600 \text{ об/хв}$.

Інші умовні позначення відповідають раніше обранням. Слід відмітити, що для чотиритактного двигуна кожний ідеальний цикл має місце при двох обертах колінчастого вала, тому в залежності (8) частота обертання колінчастого вала ділиться на 2. Підставляючи у залежність (8) числові значення величин, маємо:

$$N = 17,79 \text{ кг/см}^2 \cdot 1,356 \text{ дц}^2 \cdot 8 \text{ цил} \cdot \frac{2600 \text{ об/хв}}{2} =$$

$$= 17,79 \text{ кг/см}^2 \cdot 9,81 \text{ Н/кг} \cdot 10^4 \text{ см}^2 / \text{м}^2 \times$$

$$\times 0,001356 \text{ м}^2 \cdot 8 \text{ цил} \cdot \frac{2600 \text{ об / хв}}{2 \cdot 60} = 410 \text{ кВт}.$$

4. Питомі витрати палива, що необхідні для забезпечення підведення теплоти в циклі, обчислюються за виразом [2]:

$$v = \frac{1}{\eta_t \cdot Q_n^p}, \quad (9)$$

де η_t — термічний коефіцієнт корисної дії; Q_n^p — теплота згоряння палива, прийнята $Q_n^p = 10860 \text{ ккал/кг}$.

Підставляючи в формулу (9) числові значення величин і враховуючи що $1 \text{ ккал} = 0,001163 \text{ кВт} \cdot \text{год}$, маємо:

$$\hat{a} = \frac{1}{0,55 \cdot 9890 \text{ ккал/кг}} = 158 \text{ г/кВт} \cdot \text{год}.$$

Отже, в табл. 3 наведено основні розрахункові параметри замкнених ідеальних циклів дизельного чотиритактного двигуна марки КАМАЗ-740, який працює на традиційному дизпаливі, або суміші: 70 % традиційного дизпалива та 30 % ріпакової оливи тонкого очищення, або суміші: 50 % традиційного дизпалива та 50 % ріпакової оливи тонкого очищення, або на ріпаковій оливи тонкого очищення, або на біодизельному пальному.

Таблиця 3

Розрахункові параметри ідеальних циклів дизельного двигуна марки КАМАЗ -740

Параметри	Вид палива					Дійсні параметри
	традиційне дизпаливо	30 % ріпакової оливи тонкого очищення та 70 % традиційного дизпалива	50 % ріпакової оливи тонкого очищення та 50 % традиційного дизпалива	ріпакова олива тонкого очищення	біодизпаливо з ріпакової оливи	
1. Об'єм циліндра на початку процесу стискування, дц ³	1,441	1,441	1,441	1,441	1,441	1,441
2. Об'єм циліндра на кінцевий момент процесу стискування, дц ³	0,085	0,085	0,085	0,085	0,085	0,085
3. Тиск циліндра на початку процесу стискування, кг/см ²	1	1	1	1	1	—
4. Тиск циліндра на момент закінчення процесу стискування, кг/см ²	52,8	52,8	52,8	52,8	52,8	—
5. Температура циліндра на початку процесу стискування, °К	330	330	330	330	330	—
6. Температура циліндра на момент закінчення процесу стискування, °К	1025	1025	1025	1025	1025	—
7. Тиск на момент закінчення підведення теплоти, кг/см ²	52,8	52,8	52,8	52,8	52,8	—
8. Температура на момент закінчення підведення теплоти, °К	3895	3793	3731	3557	3639	—
9. Об'єм циліндра на момент закінчення підведення теплоти, дц ³	0,323	0,315	0,31	0,295	0,302	—
10. Тиск на момент закінчення процесу розширення, кг/см ²	6,48	6,24	6,1	5,71	5,89	—
11. Температура на момент закінчення процесу розширення, °К	2139	2116	2103	2063	2082	—
12. Термічний коефіцієнт корисної дії циклу, %	55	55	55	55	55	—
13. Питома робота	1,746	1,682	1,645	1,539	1,589	—

циклу, МДж/м ³ 14. Середня потужність, МПа	410	395	387	362	374	154,4
15. Питомі витрати палива, г/кВт·год	158	164	168	180	174	224
16. Середній ефективний тиск, МПа	1,779	1,715	1,677	1,569	1,62	0,658

Висновки

1. На основі відомої методики розраховані термодинамічні параметри та побудовані діаграми замкнених ідеальних циклів, які мають місце в безкомпресорному чотиритактному дизельному двигуні марки КАМАЗ-740 при застосуванні рідкого біопалива з різними фізико-хімічними властивостями.

2. Обчислені ефективні та економічні показники розглянутих замкнених ідеальних циклів дизельного двигуна, а саме термічний коефіцієнт корисної дії, питома робота циклу, середня потужність двигуна та питомі витрати палива, які мають прямо пропорційну залежність від теплоти згоряння використаного біопалива. При зменшенні теплоти згоряння палива пропорційно зменшуються питома робота циклу та середня потужність двигуна і пропорційно збільшуються питомі витрати палива та середній ефективний тиск.

3. Зміна типу палива не впливає на величину термодинамічних параметрів робочого тіла в деяких характерних точках циклу, а саме: на момент початку та на закінчення процесу стискування.

Разом з тим в інших характерних точках циклу термодинамічні параметри робочого тіла змінюються прямо пропорційно теплоті згоряння палива.

4. Розглянуті замкнені ідеальні цикли, по суті є різновидністю найвідомішого ідеального циклу Карно, що складається з двох адіабатичних та двох ізотермічних процесів. Розглянуті цикли відрізняються від циклу Карно тим, що при їх дослідженні відбувається заміна ізотермічного процесу процесом більш характерним для реальних двигунів, а саме ізобарним ($P = \text{const}$) процесам.

5. У зв'язку з тим, що при даному дослідженні ідеальних циклів не враховувався ряд факторів, притаманних реальному двигуну (гідролічні втрати при впуску та випуску палива, параметри реального згоряння, тепловтрати тощо), отримані

результати мають якісне, а не кількісне значення для оцінювання впливу різних видів біопалива на показники циклу.

Абсолютні значення отриманих термодинамічних величин будуть завищеними порівняно з відповідними величинами реального робочого циклу двигуна і є гранично можливими для даного циклу, до яких необхідно прямувати.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України* // Інститут відновлюваної енергетики НАН України / [Г. М. Забарний, С. О. Кудря, Г. Г. Кондратюк, Г. О. Четверик. — К., 2006. — 226 с.

2. *Бальян С. В. Техническая термодинамика и тепловое двигатели* / С. В. Бальян. — Л. : Машиностроение, 1973. — 299 с.

3. *Дьяченко Н. Х. Теория двигателей внутреннего сгорания* / Н. Х. Дьяченко, А. К. Костин, Г. В. Мельников [и др.]. — М. : Машиностроение, 1965. — 447 с.

4. *Волошенко Ф. П. Теория поршневых двигателей внутреннего сгорания: метод. пособ.* / Ф. П. Волошенко. — Куйбышев: Машгаз, 1962. — 231 с.

5. *Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей* / И. И. Вибе. — М. : Машгаз, 1962. — 253 с.

6. *Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания.* — М. : Машиностроение, 1958, 158 с.

7. *Тареев В. М. Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания* / В. М. Тареев. — Л. : Речной транспорт, 1961. — 467 с.

8. *Волошенко Ф. П. Теоретические диаграммы поршневых двигателей внутреннего сгорания* / Ф. П. Волошенко. — Куйбышев : Машгаз, 1962. — 212 с.

9. *Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей* / А. И. Колчин, В. П. Демидов. — М. : Высш. шк., 1980. — 261 с.

Стаття надійшла до редакції 12.05.10.