

номерного распределения скорости воздушного заряда в объёме камеры сгорания и, как следствие, температуры верхней части поршня, что и привело к существенному ухудшению топливно-экологических показателей ВМД.

Не меньший интерес представляют и приведенные в табл. 1 и 2 значения эффективного, индикаторного и механического КПД. Сравнение этих показателей характеризует действительное улучшение или ухудшение рабочего процесса в цилиндре дизеля при изменении формы камеры сгорания. Так некоторое снижение механического КПД при использовании рациональной (вариант 2) камеры сгорания, связанное с созданием локальной турбулизации заряда, полностью компенсируется существенным улучшением рабочего процесса ($\eta_i = 42,5\%$), что, в свою очередь, позволяет получить конкурентоспособные топливно-экономические и экологические показатели.

Выводы

1. Наилучшие показатели топливно-экологической эффективности высокооборотного малолитражного дизеля достигаются созданием локальной турбулизации заряда путём специального профилирования боковой поверхности полуразделённой камеры сгорания. Наиболее рациональной при специальном пятисопловом распылителе форсунки является цилиндрическая камера сгорания, выполненная соосно оси цилиндра, с двумя выемками в её боковой стенке (в местах контакта топливных струй наименьшей длины) глубиной 0,6 – 0,7 от глубины основной камеры.

2. Полученные при рациональной форме камеры сгорания эффективные и индикаторные показатели отечественного высокооборотного малолитражного дизеля многоцелевого назначения ($\eta_i = 42,5\%$, $\eta_e = 34,7\%$, $\eta_M = 81,7\%$) соответствуют лучшим образцам зарубежных дизелей аналогичного назначения.

УДК 621.43.018.76: 621.435.8

В.І. Пелепейченко, д-р техн. наук, А.О. Казраманян, канд. техн. наук

ПОКАЗНИКИ ТЕОРЕТИЧНОГО ЦИКЛУ ДВЗ З «ХІМІЧНИМ» НАДДУВОМ

Вступ

Останнім часом дослідники почали розглядати як можливу альтернативу паливу нафтового похо-

Список литературы:

1. Грицюк А.В. Исследование газодинамических характеристик впускных каналов дизеля при его разработке / А.В. Грицюк, С.А. Алёхин, В.А. Опалев, В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: X международ. науч.-практ. конф.*, 27 - 29 июня 2005 г. – Владимир, 2005. – С. 72 - 73.
2. Врублевский А.Н. Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.В. Денисов, С.Б. Сафонов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2007. – №2. – С.43–47.
3. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / [Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е. и др.]; под. ред. В.С. Папонова, А.М. Минеева. – М.: НИЦ "Инженер", 2000. – 332 с.
4. Эфрос В.В. Актуальные проблемы совершенствования быстроходных поршневых двигателей / В.В. Эфрос // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: IX международ. науч.-практ. конф.*, 27 - 29 мая 2003 г. – Владимир, 2003 – С. 19-25.
5. Драгомиров С.Г. Основные тенденции развития двигателей легковых автомобилей за последнее десятилетие (1996 - 2005 г.г.) / С.Г. Драгомиров, М.С. Драгомиров // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: X международ. науч.-практ. конф.*, 27 - 29 июня 2005 г. – Владимир, 2005. – С. 80-81.
6. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. – (Монография).
7. Абрамчук Ф.И. Улучшение технико-экономических и экологических показателей высокооборотных дизелей малой мощности путём изменения условий смесеобразования / Ф.И. Абрамчук, Д.И. Тимченко // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2006. – № 1. – С. 86-88.
8. Прохоренко А.А. Выбор рационального количества рабочих циклов для усреднения индикаторной диаграммы / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2006. – № 2. – С. 95-96.
9. Камфер Г.М. Анализ взаимосвязи диаметра камеры сгорания и интенсивности движения воздушного заряда в дизеле / Г.М. Камфер, В.Н. Семёнов // *Двигателестроение*. – 1983. – №10. – С. 3-5.
10. Системы управления дизельными двигателями / За рулём; [Перевод с немецкого]. – Первое русское издание. – 2004. – 480 с.

дження, так звані, азотні палива (АП) і монопалива (МП) [1, 2].

Характерною рисою МП є те, що вони містять

у своєму складі як пальне, так і окислювач. АП складаються мінімум з двох компонентів, один з яких є окислювачем, а інший – паливом. Компоненти АП зберігаються окремо один від одного, але після змішування між ними відбувається хімічна реакція, яка супроводжується виділенням газів та теплоти. Це робить АП і МП подібними до вибухових речовин, які перебувають у рідкому стані. Такі властивості АП і МП створюють можливість організувати робочий цикл теплового двигуна взагалі без використання кисню атмосферного повітря (анаеробний цикл), або з частковим його використанням. Огляд принципово можливих варіантів використання АП і МП у теплових двигунах наведений у [1].

Наразі не варто очікувати широкого застосування АП і МП у якості основного джерела енергії та маси робочого тіла на транспортних засобах загального призначення. Це пов'язано насамперед з тим, що на відміну від традиційних ДВЗ, для яких основним джерелом маси робочого тіла є атмосферне повітря, вся або більша частка маси робочого тіла двигунів, що працюють за повністю або частково анаеробними циклами, має зберігатися на борту наземної транспортної машини (НТМ). Обмеженість вантажності та габаритів НТМ не дозволяють мати на борту запас робочого тіла на тривалий час роботи.

Перспективною сферою застосування АП і МП є двигуни силових установок НТМ (це, як правило, дизелі), у яких інколи виникає потреба у короткочасному збільшенні потужності (форсуванні). У цьому випадку основним джерелом робочого тіла має залишатися атмосферне повітря, а обмежений запас АП або МП на борту може бути використаний для короткочасного форсування дизеля.

Відомі методи [1] форсування ДВЗ з примусовим запалюванням (насамперед ДВЗ спортивних автомобілів та літаків) шляхом додавання до палива якогось МП (найчастіше нітродметану CH_3NO_2). У цьому випадку МП виступає одночасно як джерело додаткової маси робочого тіла і теплоти.

Іншим способом підвищення потужності двигунів є додаткова подача до циліндра закису азоту N_2O , який є джерелом додаткового кисню для свіжого заряду. Це дозволяє збільшити масу палива, яка згоряє за цикл у циліндрі, і завдяки цьому збільшити потужність двигуна.

Форсування ДВЗ такими способами супроводжується збільшенням максимального тиску у циліндрі,

а у випадку застосування закису азоту також збільшенням температури робочого тіла у процесі розширення. Це негативно впливає на надійність та ресурс двигуна.

Подача до циліндра речовин, які розкладаються з утворенням додаткового об'єму газу (парогазу) та з виділенням теплоти може розглядатися як «хімічне» наддування. Складом цього додаткового робочого тіла та його параметрами можна, в певних межах, керувати шляхом зміни співвідношень між реагуючими компонентами або додаванням до них баластних речовин, наприклад води.

На відміну від традиційного наддуву, який передбачає попереднє стискання повітря поза циліндром у додатковому компресорі, „хімічний” наддув не вимагає попереднього стискання МП та АП, оскільки ці речовини можуть подаватися до циліндра (камери згоряння) у рідкому стані. У циліндрі відбуватимуться реакції розкладання МП або реакції між компонентами АП, що у загальному випадку матиме наслідком зміну параметрів стану заряду.

Формулювання проблеми

У даній роботі пропонується новий спосіб форсування дизелів НТМ, яке не буде супроводжуватися збільшенням максимального тиску в циліндрі та максимальної температури робочого тіла в процесі розширення, зокрема наприкінці розширення.

Щоб здійснити таке форсування треба впорснати додаткове робоче тіло (рідке МП або АП з баластними добавками) до циліндра на такті розширення, після згоряння основної маси дизельного палива. Подача додаткового робочого тіла до початку згоряння або під час згоряння основного палива може привести до порушень процесу згоряння основного палива. Розкладання МП на такті розширення призведе до виділення додаткових газів та теплоти, що потягне за собою збільшення тиску у циліндрі. Наслідком збільшення тиску буде збільшення індикаторної роботи циклу і, відповідно, потужності двигуна.

Параметрами стану робочого тіла в циліндрі (тиском та температурою), які будуть отримані після завершення процесу „хімічного” наддуву, можна керувати шляхом підбирання маси додаткового робочого тіла та складу речовин, що впорснули.

Наразі відсутні публікації, у яких була б поставлена та розв'язана задача визначення умов, за яких є можливим „хімічний” наддув без збільшення максимального тиску в циліндрі та температури робочого

го тіла в процесі розширення, а також була б дана оцінка ефективності такого способу збільшення роботи циклу.

Вочевидь, що внаслідок „хімічного” наддуву цикл ДВЗ зміниться. Принципові властивості нових циклів ДВЗ на початковому етапі їх досліджень (а цикли з „хімічним” наддувом перебувають саме на такому етапі!) доцільно визначати методами термодинамічного аналізу теоретичних циклів.

Мета роботи – визначення показників теоретичного циклу ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти (циклу Тринклера), форсованого з застосуванням „хімічного” наддуву так, що максимальний тиск у циліндрі та температура робочого тіла в процесі розширення не перевищуватимуть відповідних значень у циклі без „хімічного” наддуву.

Рішення проблеми

На рис. 1. наведено вигляд теоретичних циклів (базового та з хімічним форсуванням) у діаграмі тиск – об’єм циліндру. Збільшення тиску в ізохорному процесі 5 – 7 обумовлено подачею до циліндра додаткового робочого тіла (у реальному двигуні це може бути МП або АП, які розкладаються з виділенням парогазу та теплоти). Точка 7 відповідає максимальному рівню форсування, точка 7а – частковому.

Позначимо основні параметри робочих тіл та об’єми циліндра у перехідних точках:

$T_1...T_8$ – абсолютні температури у перехідних точках циклу 1...8, К; $p_1...p_8$ – тиск у точках 1...8, Па; T_x – температура газу у джерелі додаткового робочого тіла, К; k – показник адіабати (прийнято $k = 1,4$); m_0, m_x – маса основного та додаткового робочих тіл у циліндрі, кг; $V_1...V_8$ – об’єми циліндра у перехідних точках циклу, м³.

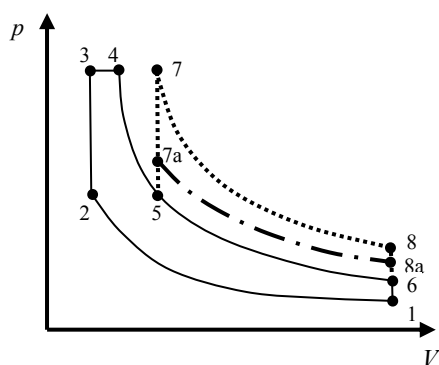


Рис. 1. Цикли базовий та з „хімічним” наддувом:
 — базовий цикл;
 максимальне форсування;
 ·-·-· часткове форсування

Позначимо безрозмірні параметри циклу:

$$K_m = \frac{m_x}{m_0} \text{ – коефіцієнт додаткової маси робочого тіла;}$$

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \text{ – ступінь стискання;}$$

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \text{ – ступінь підвищення тиску;}$$

$$\rho = \frac{V_4}{V_3} \text{ – ступінь попереднього розширення;}$$

$$\delta = \frac{V_1}{V_4} \text{ – ступінь подальшого розширення;}$$

$$\varphi = \frac{V_5}{V_4} = \frac{V_7}{V_4} \text{ – поточний ступінь подальшого}$$

розширення, при якому здійснюється подача додаткової маси до циліндра.

Термодинамічний аналіз теоретичного циклу виконаємо з такими припущеннями:

- робочі тіла (основне та додаткове), однакові і є ідеальними газами;

- ізобарні c_p та ізохорні c_v теплоємності робочих тіл однакові і не залежать від температури (у прикладах розрахунків прийнято $c_p = 1000$ Дж/(кг·К), $c_v = 714$ Дж/(кг·К);

- гаряче джерело теплоти одне і має температуру T_4 ;

- холодне джерело теплоти одне і має температуру T_1 (у прикладах розрахунків прийнято $T_1 = 273$ К);

- процеси, які розглядаються, є такими: 1 – 2, 4 – 5, 5 – 6, 7 – 8 адіабатні; 2 – 3, 6 – 1, 8 – 1 ізохорні; 3 – 4 ізобарний.

Умови, які накладаються на параметри циклу з „хімічним” наддувом для випадку максимального форсування:

$$p_7 = p_4, \tag{1}$$

$$T_8 = T_6. \tag{2}$$

Для реалізації умови (2) необхідно, щоб виконувалась додаткова умова:

$$T_7 = T_5. \tag{3}$$

Із (3) випливає, що процес 5 – 7 (або 5 – 7а) є ізохорно-ізотермічним зі змінною масою робочого тіла у циліндрі. На початку процесу, у точці 5, у циліндрі знаходиться маса m_0 основного робочого тіла з параметрами T_5 та p_5 , до якого надходить маса m_x додаткового робочого тіла від джерела маси з тиском p_7 та температурою T_x .

У результаті змішування двох мас маємо у точ-

ці 7 масу ($m_0 + m_x$) кг робочого тіла з параметрами p_7 та T_7 .

У [3, с. 219–220] показано, що для виконання умови (3) необхідно, щоб температура газу T_x , який надходить до ємності постійного об'єму, була пов'язана з температурою газу у ємності T_5 так:

$$T_x = \frac{T_5}{k}. \quad (4)$$

Тоді величина підвищення тиску у процесі 5 – 7 буде залежати лише від початкового тиску p_5 та співвідношення мас m_0 і m_x

$$\Delta p_{5-7} = p_5 - p_7 = p_5 \cdot \frac{m_x}{m_0} = p_5 \cdot Km. \quad (5)$$

Позначимо як KL коефіцієнт збільшення роботи циклу, яке забезпечує „хімічний” наддув. Будемо визначати KL за формулою:

$$KL = \frac{L_x - L_0}{L_0} = \frac{L_{5-7-8-6-5}}{L_0}, \quad (6)$$

де L_0 – робота базового циклу, L_x – робота циклу з хімічним наддуванням, $L_{5-7-8-6-5}$ – додаткова робота, отримана внаслідок „хімічного” наддуву.

Складові (6) визначаються за формулами:

$$L_0 = p_4(V_4 - V_3) + \frac{p_4 V_4}{k-1} \times \left[1 - \left(\frac{V_4}{V_6} \right)^{k-1} \right] - \frac{p_1 V_1}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} - 1 \right], \quad (7)$$

$$L_{5-7-8-6-5} = \frac{p_7 V_7}{k-1} \times \left[1 - \left(\frac{V_7}{V_8} \right)^{k-1} \right] - \frac{p_6 V_6}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{V_6}{V_5} \right)^{k-1} - 1 \right]. \quad (8)$$

Після підстановки (7) та (8) у (6), з урахуванням умов (1) та (2), а також безрозмірних параметрів циклу (у конкретному циклі ε , λ , ρ , δ фіксовані), отримуємо формулу виду $KL = KL(\varphi)$ для визначення максимального значення коефіцієнту збільшення роботи циклу:

$$KL(\varphi) = \frac{\varphi \left(\frac{\delta^{k-1} - \varphi^{k-1}}{\delta^{k-1}} \right) - \left(\frac{\delta^{k-1} - \varphi^{k-1}}{\delta^{k-1} \varphi^{k-1}} \right)}{(k-1) \left(1 - \frac{1}{\rho} \right) + \left(1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \right) - \frac{1}{\rho \lambda} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)}. \quad (9)$$

Для того, щоб забезпечити виконання умови $p_7 = p_4$ необхідно, щоб маса m_x певним чином змінювалась залежно від поточного значення ступеня подальшого розширення φ .

Враховуючи відомі співвідношення, отримуємо

формулу для визначення максимальної зміни тиску, викликаной хімічним наддуванням:

$$p_7 - p_5 = p_4 - p_5 = p_4 - p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k = p_4 \cdot \left(1 - \frac{1}{\varphi^k} \right). \quad (10)$$

З урахуванням (5) отримаємо:

$$p_4 \cdot \left(1 - \frac{1}{\varphi^k} \right) = p_4 \cdot \frac{1}{\varphi^k} \cdot \frac{m_x}{m_0} = p_4 \cdot \frac{Km}{\varphi^k}. \quad (11)$$

Звідси маємо формулу для визначення зв'язку між коефіцієнтом додаткової маси Km , яка має бути подана до циліндра, і значенням поточного ступеня подальшого розширення φ .

$$Km(\varphi) = \frac{m_x(\varphi)}{m_0} = (\varphi^k - 1). \quad (12)$$

На рис. 2 наведені графіки, що ілюструють залежності (9) та (12).

При побудові графіків були прийняті такі значення безрозмірних параметрів базового циклу: $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\rho = 1,7$; $\delta = 10$.

Із рис. 2 випливає, що існує таке значення поточного ступеня подальшого розширення, при якому за рахунок „хімічного” наддуву можна досягти максимального збільшення роботи циклу. Для базового циклу, що був взятий для прикладу, робота може бути збільшена в 2,2 рази, для чого до циліндра треба подати додаткову масу, яка перевищує масу основного робочого тіла в вісім разів.

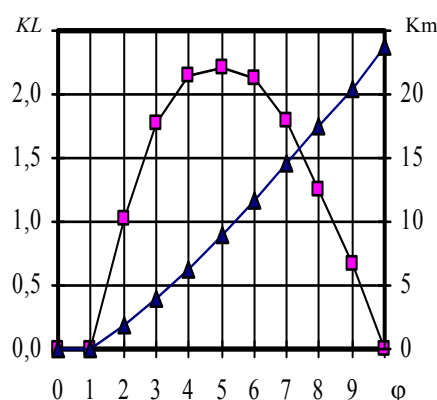


Рис. 2. Залежність коефіцієнта збільшення роботи циклу та коефіцієнта додаткової маси від поточного ступеня подальшого розширення:
□ – KL ; ▲ – Km

Як було зазначено, формули (9) та (12), а також графіки рис. 2, дають оцінку максимально можливого збільшення роботи базового циклу у разі виконання умов (1) і (2). Вони також дають можливість визначити додаткову масу робочого тіла, яка необхідна для забезпечення такого збільшення.

Нажаль, максимально-можливе збільшення роботи циклу (відповідно крутного моменту та потужності двигуна), на практиці не може бути реалізовано внаслідок трьох причин:

1) ходові частини існуючих НТМ не дозволяють реалізувати збільшену у 2,2 рази потужність двигуна внаслідок обмежень, які накладають умови відсутності буксування ведучих коліс;

2) трансмісії існуючих НТМ не зможуть передати потужність, що в 2,2 рази перевищує розрахункове значення;

3) подача додаткового робочого тіла, витрата якого буде у 8 разів перевищувати витрату основного робочого тіла (атмосферного повітря), вимагатиме надто великих ємностей для зберігання запасу реагентів (МП або АП) для "хімічного" наддуву.

Практично прийнятним може бути помірне (до 20 %) збільшення потужності дизеля НТМ, яке потребуватиме помірної витрати додаткового робочого тіла.

Визначимо зв'язок між коефіцієнтом збільшення роботи циклу $KL(\varphi)$ та поточним ступенем подальшого розширення φ при фіксованих значеннях коефіцієнта маси додаткового робочого тіла Km . Для цього у рівняння (8), на відміну від попереднього випадку, коли $p_7 = p_4$, підставимо значення p_7 , визначене з рівняння (5). Температуру додаткового робочого тіла будемо, як і раніше, визначати за формулою (4). Тоді після перетворень отримаємо:

$$KL(\varphi) = \frac{\frac{(1 + Km) \left(\frac{\delta^{k-1} - \varphi^{k-1}}{\delta^{k-1}} \right) - \left(\frac{\delta^{k-1} - \varphi^{k-1}}{\delta^{k-1} \varphi^{k-1}} \right)}{\varphi^{k-1}}}{(k-1) \left(1 - \frac{1}{\rho} \right) + \left(1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \right) - \frac{1}{\rho \lambda} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)} \quad (13)$$

Формула (13) перетворюється на (9), якщо до неї замість Km підставити праву частину (12).

На рис. 3 наведені графіки залежності коефіцієнта збільшення роботи циклу від поточного ступеня подальшого розширення при $Km = \text{const}$. Графіки побудовані за формулою (13), при цьому Km змінювали в межах 0,1...0,4.

На підставі аналізу рис. 3 можна зробити висновки, що для досягнення максимального ефекту від подачі фіксованої маси додаткового робочого

тіла, доцільно подавати це тіло до циліндра при малих значеннях φ . Наприклад, у випадку, коли витрата додаткового робочого тіла буде складати 40 % від витрати основного робочого тіла ($Km = 0,4$), для збільшення роботи циклу на 20 % треба подавати додаткове робоче тіло до циліндра тоді, коли $\varphi = 3$.

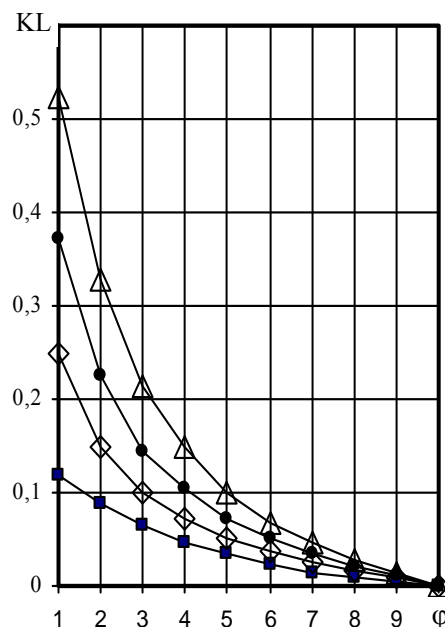


Рис. 3. Залежність коефіцієнту збільшення роботи циклу від поточного ступеня подальшого розширення за умов $Km = \text{const}$:

■ — $Km=0,1$; ◇ — $Km=0,2$;
● — $Km=0,3$; ▲ — $Km=0,4$

Хоча „хімічний” наддув має за мету короткочасне збільшення роботи циклу (відповідно потужності дизеля), теоретичний інтерес має порівняння ефективності циклів базового та з „хімічним” наддувом.

У зв'язку з тим, що у циклі з „хімічним” наддувом маса робочого тіла змінюється, а додаткове робоче тіло є також додатковим джерелом енергії, що вноситься до циліндра, використати для порівняння циклів такий показник, як термічний ККД, неможливо.

Доцільно порівнювати цикли за їх коефіцієнтами термодинамічної досконалості. Такі коефіцієнти можна визначити для циклів як з постійною, так і зі змінною масою.

Відповідно до [4], коефіцієнт термодинамічної досконалості η_{ex} визначається за формулою:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n D_i}{\sum_{j=1}^z E_{ex,j}}, \quad (14)$$

де z – кількість джерел ексергії; $E_{ex,j}$ – ексергія, яка надходить до циліндра від джерела з номером j ; n – кількість процесів (вузлів), у яких виникають втрати ексергії; D_i – втрати ексергії у процесі (вузлі) з номером i , обумовлені незворотностями процесів (дисипативні втрати).

Втрати ексергії визначаються за загальною формулою [4, с. 45]:

$$D = T_{min} \sum \Delta S, \quad (15)$$

де T_{min} – мінімальна температура у системі (у нашому випадку $T_{min} = T_1$); $\sum \Delta S$ – алгебраїчна сума зміни ентропій усіх тіл, які беруть участь у процесі, що розглядається.

Виходячи з прийнятих раніше припущень, будемо враховувати втрати ексергії, що обумовлені такими незворотностями:

D_1 – внаслідок теплообміну при кінцевій різниці температур між гарячим джерелом з температурою T_4 , і робочим тілом, яке здійснює процес 2-3;

D_2 – внаслідок теплообміну при кінцевій різниці температур між гарячим джерелом з температурою T_4 , і робочим тілом, яке здійснює процес 3-4;

D_3 – внаслідок теплообміну при кінцевій різниці температур між робочим тілом, яке здійснює процес 6-1, і холодним джерелом з температурою T_1 ;

D_4 – внаслідок теплообміну при кінцевій різниці температур між робочим тілом, яке здійснює процес 8-1, і холодним джерелом з температурою T_1 ;

D_5 – у процесі доведення параметрів стану додаткового робочого тіла від початкових до необхідних для даних умов ($T = T_x, p = p_7$);

D_6 – у процесі змішування робочих тіл (додаткового та основного), що мають різні параметри стану.

Розрахунок складових (14) для базового циклу виконано за відомими формулами [3]:

для процесу 2-3

$$D_1 = m_0 T_1 c_v \left[\ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right) - \frac{T_3 - T_2}{T_4} \right], \quad (16)$$

для процесу 3-4

$$D_2 = m_0 T_1 c_p \left[\ln \left(\frac{T_4}{T_3} \right) - \frac{T_4 - T_3}{T_4} \right], \quad (17)$$

для процесу 6-1

$$D_3 = m_0 T_1 c_v \left[\ln \left(\frac{T_1}{T_6} \right) + \frac{T_6 - T_1}{T_1} \right]. \quad (18)$$

Ексергія теплоти, підведена до робочого тіла у базовому циклі:

$$E_1 = m_0 \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_4} \right) \times \left[c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) \right]. \quad (19)$$

Для базового циклу коефіцієнт термодинамічної досконалості визначимо за формулою:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{D_1 + D_2 + D_3}{E_1}. \quad (20)$$

У випадку „хімічного” наддуву необхідно врахувати додаткові незворотні втрати та ексергію додаткового робочого тіла, поданого до циліндра. Для цього необхідно, насамперед, прийняти схему, за якою параметри стану додаткового робочого тіла доводять до необхідних значень.

Приймемо, що маса додаткового робочого тіла $m_x(\varphi)$, яка залежить від поточного ступеня подальшого розширення, утворюється шляхом змішування двох мас:

$$m_x(\varphi) = m_{1,x}(\varphi) + m_{2,x}(\varphi), \quad (21)$$

де $m_{1,x}(\varphi)$ – маса з температурою гарячого джерела T_4 , $m_{2,x}(\varphi)$ – маса, яка має температуру холодного джерела T_1 .

Обидві маси перед та після змішування знаходяться під тиском p_4 . Внаслідок їх змішування маса $m_x(\varphi)$, визначена за формулою (12), відповідно до (4) набуває температуру $T_x(\varphi)$.

Маси $m_{1,x}$ і $m_{2,x}$ визначаються за формулами:

$$m_{1,x}(\varphi) = m_x(\varphi) \cdot \left(\frac{T_x(x) - T_1}{T_4 - T_1} \right), \quad (22)$$

$$m_{2,x}(\varphi) = m_x(\varphi) - m_{1,x}(\varphi). \quad (23)$$

Втрати ексергії у циклі з „хімічним” наддувом:

$$D_4(\varphi) = (m_0 + m_x(\varphi)) T_1 c_v \times \left[\ln \left(\frac{T_1}{T_6} \right) + \frac{T_6 - T_1}{T_1} \right]. \quad (24)$$

$$D_5(\varphi) = T_1 c_p \left[m_{2,x}(\varphi) \cdot \ln \left(\frac{T_x(x)}{T_1} \right) - m_{1,x}(\varphi) \cdot \ln \left(\frac{T_4}{T_x} \right) \right]. \quad (25)$$

$$D_6(\varphi) = T_1 \cdot \left[c_p m_x(\varphi) \ln(k) - m_0 R \ln \left(\frac{p_4}{p_5(\varphi)} \right) \right] \quad (26)$$

Ексергія додаткової маси, поданої до циліндра:

$$E_2(\varphi) = m_{1,x}(\varphi) \cdot \left\{ \begin{array}{l} c_p (T_4 - T_1) - \\ - T_1 \left[c_p \ln \left(\frac{T_4}{T_1} \right) - \right. \\ \left. - R \ln \left(\frac{p_4}{p_1} \right) \right] \right\} + \\ + m_{2,x}(\varphi) T_1 R \ln \left(\frac{p_4}{p_1} \right). \quad (27)$$

Коефіцієнт термодинамічної досконалості циклу з „хімічним” наддувом:

$$\eta_{ex}(\varphi) = 1 - \frac{D_1 + D_2 + D_4(\varphi) + D_5(\varphi) + D_6(\varphi)}{E_1 + E_2(\varphi)} \quad (28)$$

На рис. 4 наведено графік залежності коефіцієнту термодинамічної досконалості циклу з „хімічним” наддувом від поточного ступеня подальшого розширення φ , побудований за формулою (28) для випадку максимально-можливого збільшення роботи циклу.

Коефіцієнту термодинамічної досконалості базового циклу відповідає точка, коли $\varphi = 1$, тобто коли „хімічний” наддув відсутній.

Із рис. 4 випливає, що запізнена подача додаткового робочого тіла негативно впливає на термодинамічну досконалість результуючого циклу. Звідси можна зробити висновок, що такий спосіб збільшення роботи циклу (потужності двигуна) може бути прийнятним лише в екстремальних умовах експлуатації НТМ.



Рис. 4. Залежність коефіцієнту термодинамічної досконалості циклу з „хімічним” наддувом від поточного ступеня подальшого розширення

Зазначимо, що у реальному циклі ДВЗ чинників, що викликають незворотні процеси, буде більше.

Крім того, ступінь незворотності врахованих процесів буде більшою внаслідок суттєво більшої різниці між параметрами стану робочих тіл, джерел теплоти та маси. Тому коефіцієнти термодинамічної досконалості реальних циклів будуть меншими, ніж теоретичних циклів.

Висновки

1. Застосування монопалив та азотних палив дозволяє організувати хімічне наддування базового двигуна так, що може бути збільшена робота циклу без збільшення максимального тиску в циліндрі і максимальної температури відпрацьованих газів.

2. За певних умов хімічне наддування дозволяє збільшити роботу базового циклу приблизно в 2 рази без збільшення максимального тиску у циліндрі та максимальної температури відпрацьованих газів.

3. Отримані залежності, що дозволяють визначити витрати додаткового робочого тіла, необхідні для досягнення заданого збільшення роботи базового циклу ДВЗ.

4. Хімічне наддування негативно впливає на термодинамічну досконалість циклу, тому його застосування виправдано лише в екстремальних умовах експлуатації НТМ.

5. Подальші дослідження з розвитку запропонованого способу збільшення роботи циклу доцільно проводити у таких напрямках:

- аналіз реальних циклів ДВЗ з хімічним наддуванням, у якому будуть враховані теплофізичні властивості основного та додаткового робочих тіл;
- аналіз умов роботи систем газотурбінного наддування дизелів, які додатково обладнані системами хімічними наддування;
- розробка паливної апаратури для подачі додаткового робочого тіла (монопалива або азотного палива) до циліндра.

Список літератури:

1. Некрасов В.Г. Двигатели на азотном топливе / В.Г. Некрасов, А.Ф. Макаров, А.А. Злыденный, А.Ж. Мурзагалиев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – № 2. – С. 121–126.
2. Захребетков Ю.В. Эффективность нового способа работы теплового двигателя / Ю.В. Захребетков // Двигателестроение. – 2001. – № 2. – С. 34–36.
3. Кириллин В.А. Техническая термодинамика: Учебник для вузов. / В.А. Кириллин., В.В. Сычев, А.Е. Шейдлин – [4 – е изд.] – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
4. Гохитейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Гохитейн Д.П. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.