УДК 621.43

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛЯДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВИДІЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ У ДВИГУНІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БЕНЗОЕТАНОЛЬНИХ СУМІШЕЙ

Кандидат технічних наук Говорун А.Г.,
Щербатюк В.В.

Показано, що попередній підігрів свіжого заряду при роботі двигуна на бензоетанолових сумішах підвищує ефективність згоряння палива.

It is shown that the preheating of the fresh charge during the engine's work on the petrol-ethanol mixtures improves the efficiency of the fuel conjunction.

Прогноз розвитку автомобільного транспорту в Україні свідчить про тенденцію неухильного збільшення чисельності автомобілів.

На початок 2010 року чисельність автомобільного парку України складає більше 7,9 млн. автомобілів, які споживають близько 10 млн. тон палива нафтового походження та є одним з основних забруднювачів довкілля.

За даними Державного комітету статистики України, викиди шкідливих речовин від автомобільного транспорту у 2009 році зросли на 17% у порівнянні з 2000 роком і становили більше 2,2 млн. тон за рік. Це склало майже 30% викидів від загального об'єму викидів шкідливих речовин в Україні.

Знизити негативний вплив автомобільного транспорту на навколишнє середовище можливо шляхом використання сумішевих палив на основі штатного палива та біопалива.

За прогнозом Світової енергетичної Ради в загальному паливно-енергетичному балансі у 2050 році, частка біопалив, одержуваних з поновлюваних джерел може досягти 50%, для бензинових двигунів основним біопаливом є біоетанол.

Проте, всі біопалива, у тому числі і біоетанол, мають фізико-хімічні властивості, які суттєво відрізняються від фізико-хімічних властивостей штатного палива та можуть вплинути на основні оціночні показники робочого процесу двигуна: середній індикаторний тиск, p_i; індикаторний коефіцієнт корисної дії, η_i та ін. В першу чергу це стосується того, що біоетанол має більш високу приховану теплоту пароутворення, яка майже в три рази більша ніж у штатного палива. В наслідок цього в процесі сумішоутворення відбувається значне зменшення температури свіжого заряду.

Одним з самих розповсюджених методів оцінки паливо-економічних та енергетичних показників двигуна при роботі на сумішевих паливах є експериментальний метод при проведенні стендових випробувань двигуна, котрий є достатньо трудомістким та дорого коштує.

Менш витратним методом визначення показників робочого циклу двигуна є розрахункові (процесів впуску, стискання, розширення, випуску), розроблені Гриневецьким-Мазінгом і розрахунково-експериментальний метод дослідження процесу згоряння, розроблений професором І.І. Вібе.[1].

В основу розрахунково-експериментального методу, для основної ділянки процесу згоряння, покладено напівемпіричне рівняння характеристики тепловиділення x

$$x = 1 - e^{c\left(\frac{t}{t_2}\right)^{m+1}}, \qquad (1)$$

де c — постійний коефіцієнт, $c = \ln(1 - x_z)$;
m — показник характеру згоряння;
t_z — умовна тривалість згоряння;
x_z — частка палива, що згоріло до моменту умовного кінця згоряння (x_z = 0,999).

© Говорун А.Г., Щербатюк В.В., 2010

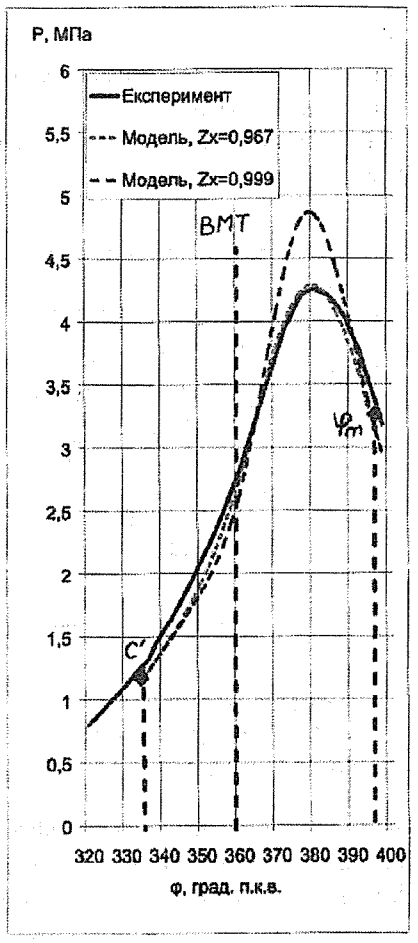

Рис. 1. Експериментальні і розрахункові залежності тиску газів в циліндрі двигуна протягом процесу згорання суміші бензину і біоетанолу з підігрівом свіжого заряду

Випробування з використанням розрахункового та розрахунково-ексеримен тального методів на математичній моделі при роботі двигуна на сумішевих паливах виконувалися у ХНАДУ [2], НТУ [3].

Метою даних випробувань є уточнення математичної моделі розрахунку основних показників процесу згоряння робочого циклу двигуна при роботі його на сумішевих паливах з підігрівом свіжого заряду.

Суть уточнення математичної моделі розрахунку процесу згоряння полягало у тому, що частку палива, згорілого до моменту умовного кінця процесу згоряння визначалася за кількістю незгорілого палива, що міститься у відпрацьованих газах, одержаного за результатами газового аналізу продуктів згоряння палива, а також з урахуванням смолистого залишку в паливі та води у біоєтанолі.

Для переконання в точності визначення характеру тепловиділення *x*, точності визначення індикаторної роботи *Li* та індикаторного коефіцієнту корисної дії η_i була перевірена адекватність уточненої моделі процесу згоряння.

Адекватність математичної моделі процесу згоряння виконувалась шляхом співставлення розрахункових та експериментальних значень тиску для будь-якого моменту процесу згоряння.

На рис.1 представлені розрахункові та експериментальні залежності зміни тиску в циліндрі двигуна за кутом повороту колінчатого валу при роботі двигуна на суміші штатного бензину та 20% (об'ємних) біоетанолу з підігрівом свіжого заряду.

З рис. 1 видно, що уточнена методика розрахунку процесу згоряння має більш високу збіжність з результатами експерименту, ніж результати розрахунку, отримані на математичній моделі, запропонованої в роботі [1].

На рис. 2 наведені розрахункові і експериментальні залежності характеристик вигорання палива (тепловиділення) від кута повороту колінчастого вала двигуна:

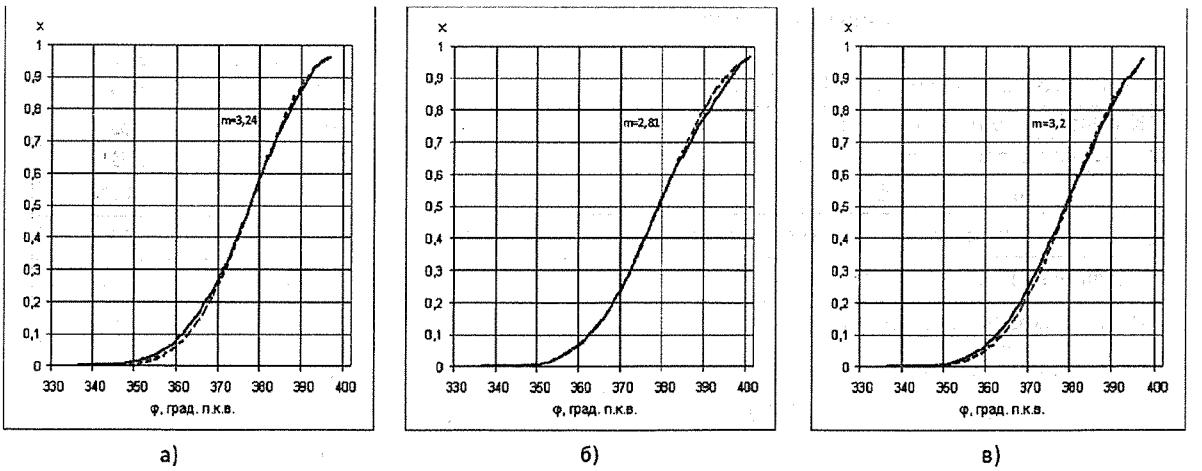

Рис. 2. Розрахункова і експериментальна характеристика вигорання бензину і сумішевого палива: а) бензин (при Xz = 0,963); б) бензин + 20% б.е. (при Xz = 0,966); в) бензин + 20% б.е. з підігрівом свіжого заряду (при Xz = 0,967)

Аналіз характеристик показує, що при роботі на суміші бензину і біоетанолу тривалість основної ділянки процесу згорання зростає приблизно на 6 градусів повороту колінчастого вала (п. к. в.). При підігріві свіжого заряду тривалість згорання стає практично рівною тривалості згорання при роботі на штатному бензині.

На рис. 3 наведені розрахункові та експериментальні залежності відносної швидкості згорання ω_0 (1/град) за кутом повороту колінчастого вала для вищевказаних палив. З рис. 3 видно, що максимальна відносна швидкість згорання бензоетанольної суміші зменшується по відношенню до максимальної відносної швидкості згорання штатного бензину. При підігріві бензоетанольної суміші максимальна відносна швидкість згорання зрівнюється з максимальною відносною швидкістю згорання бензину.

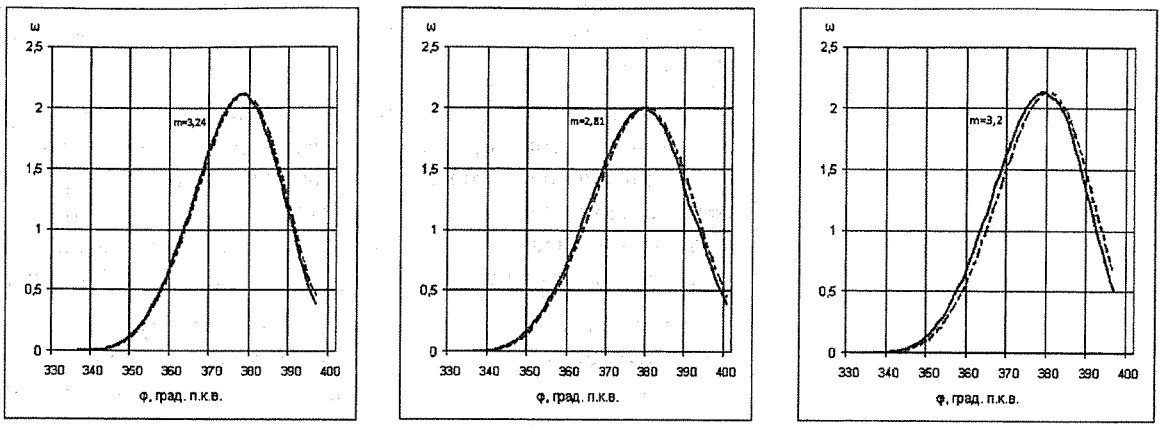

Рис. 3. Розрахункова (- - - -) і експериментальна (———) швидкість вигорання бензину і сумішевого палива: а) бензин (при Xz = 0,963); б) бензин + 20% б.е. (при Xz = 0,966); в) бензин + 20% б.е. з підігрівом свіжого заряду (при Xz = 0,967)

Підігрів бензоетанольної суміші в процесі впуску забезпечує кращу випаровуваність палива і більш високу її температуру до моменту займання, а це приводить до збільшення швидкості випаровування палива і швидкості дифузії парів палива і повітря перед початком займання і, як результат, скорочення терміну згорання.

Порівняльні розрахункові і експериментальні значення основних оціночних показників процесу згорання і робочого циклу в цілому двигуна приведені в табл. 1.

Таблиця 1

Основні оціночні показники процесу згорання і робочого циклу двигуна при роботі на бензині і суміші бензину з біоетанолом

Найменування показників	Бензин	Бензин + 20% біоетанолу	Бензин + 20% біоетанолу з підігрівом
Концентрація вуглеводнів у ВГ C_{CmHn}, млн.$^{-1}$	220	160	150
Коефіцієнт надміру повітря α	0,81	0,86	0,87
Показник характеру згорання m	3,24	3,2	2,81
Частка палива, яке згоріло, x_z	0,963	0,966	0,967
Відносна максимальна швидкість згорання ω_0	2,15	2,0	2,15
Коефіцієнт наповнення η_v	0,89	0,886	0,884
Розрахунковий індикаторний ККД $\eta_{i(p)}$	0,299	0,314	0,322
Експериментальний індикаторний ККД η_i	0,299	0,315	0,332
Максимальний тиск циклу p_z, МПа	4,46	4,01	4,26
Максимальна температура циклу T_{max}, К	2590	2527	2642
Індикаторна потужність N_i, кВт	31,53	30,4	30,88

Аналіз результатів розрахунку процесу згорання робочого циклу двигуна на уточненій математичній моделі і результатів експерименту показав, що при роботі двигуна на сумішевих паливах без підігріву свіжого заряду максимальний тиск і температура циклу знижуються. При підігріві свіжого заряду максимальний тиск зростає алое залишається меншим, ніж при роботі на бензині, а значення максимальної темпе-

ратури стає більшим, ніж при роботі на бензині. Індикаторний ККД (η_i) (розрахунковий і експериментальний) при роботі на сумішевих паливах вищий, ніж на бензині. Найвищі значення ККД отримані при роботі на сумішевому паливі з підігрівом свіжого заряду. Останнє можна пояснити більш високим значенням коефіцієнту надлишку повітря паливної суміші і більш ефективним її згоранням.

Література

1. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий двигателя. — М.: МАШГИЗ, 1962

2. Левтеров А.М., Мараховский В.П., Левтеров Л.И.,Гладкова Н.Ю. Результаты расчетно-экспериментальных исследований характеристик автомобильного двигателя при использавании бензоэтанольних смесей // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. — Харьков; Харьков: ХНАДУ, 2008. — С.100-103

3. Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О., Захарченко О.М. Математисна модель розрахунку параметрів робочого процесу двигуна при використанні добавок біоетанолу. // Вісник Національного транспортого університету: В 2-х частинах: 4.1 — К НТУ, 2010 Випуск 19. С. 69-79.

УДК 621.313

АЛГОРИТМ ОЦІНКИ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РІВНЯ ПОШКОДЖЕНЬ ТЯГОВИХ ДВИГУНІВ

Доктор технічних наук Гришко В.Г.

У статті розглядаються методичні питання визначення ступеня пошкоджень тягових двигунів по інформації температурних і вібраційних датчиків. Для вирішення вищеназваного питання застосовується алгоритм внутрішньогрупових середніх, який мінімізує показник якості, визначений як сума квадратів відстані всіх векторів до центру кластера.

In the article the methodical questions of determination of degree of damages of hauling engines are examined on information of temperature and oscillation sensors. For the decision of afore-named question an algorithm inwardly of group middle is used, which minimizes the index of quality, certain as a sum of squares of distance of all vectors to the center of cluster.

Постановка проблеми. Умови праці тягових двигунів суттєво відрізняється від умов праці більшості машин промислового виробництва. Основні особливості конструкції тягових електромашин і їх умови експлуатації наступні.

Усі тягові двигуни працюють в умовах, що відрізняються значною кількістю збурень і нестабільностей, які до того ж мають широкі межі відхилення. Двигуни піддаються впливу зовнішніх динамічних сил, що виникають в процесі взаємодії ходової частини локомотива з рейками. Тягові двигуни практично безперервно працюють в граничних режимах, викликаних коливанням напруг у контактній мережі та змінами струмів, що споживаються.

Усе це ставить особливі вимоги до електричної та механічної міцності вузлів тягових двигунів. Для сумісної роботи тягових двигунів на локомотиві необхідно, щоб характеристики двигунів були однаковими. Але при їх виготовленні та експлуатації якісь розбіжності характеристик неминучі і розподіл навантаження між двигунами виявляється нерівномірним. Навіть якщо витримані усі допуски на виготовлення машин і ходових частин (наприклад, на діаметрі коліс, що рухаються по колу катання), можливі нерівномірності навантаження двигунів, що перевищують 10%. Це призводить до додаткового перевантаження і перевищення температури нагрівання окремих машин.

Знання характеру і моменту змін, які мають місце в тягових двигунах може дозволити за обмежений час здійснити ремонт і тим самим підвищити надійність конструкції, що суттєво збільшить економічну ефективність тягових двигунів.

Ціль статті. Метою роботи є створення алгоритму оцінки пошкодження тягових двигунів по інформації теплових та віброакустичних датчиків.

© Гришко В.Г., 2010