

Прохоренко Андрій Олексійович, д.т.н., проф., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Ріпка Микита Сергійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ РОСЛИННОГО ПАЛИВА У ЦИЛІНДРІ ДИЗЕЛЯ

Жорсткі сучасні вимоги до екологічних показників двигунів, а також виснаження родовищ нафти і зростання цін на нафтопродукти змушують до пошуку альтернативних палив для ДВЗ. До альтернативних відносять палива, які не є продуктами переробки нафти і традиційні нафтові палива, модифіковані різними добавками. В роботі, в якості об'єкта досліджень використано паливо, що містить різний відсоток ріпакової олії в суміші з дизельним паливом.

Для дослідження застосовано енерго-ексергетичний метод, який дозволив провести якісний аналіз процесу підведення теплоти в дійсному робочому циклі дизеля, оцінити рівень працездатної частини підведеної теплоти, виявити резерви підвищення тепловикористання при застосуванні палив різного складу.

Цей (енерго-ексергетичний) метод аналізу має широке визнання – він дозволяє провести якісний аналіз енергетичних потоків в циліндрі двигуна, оцінити рівень втрат ексергії в процесі згоряння на різних режимах роботи двигуна, а значить, виявити резерви збільшення тепловикористання [1–4].

У даній роботі була вирішена задача енерго-ексергетичного аналізу дійсного робочого циклу дизеля на основі обробки індикаторних діаграм, отриманих експериментальним шляхом, для визначення відносної кількості ексергії і анергії в теплоті, що виділилася при згорянні палива різного складу.

Методика енерго-ексергетичного методу аналізу наведена в роботі [5].

Основні положення цієї методики такі:

1. Відносна кількість ексергії робочого тіла і максимальний ККД визначаються різницею між відносною кількістю теплоти, яка виділяється при згорянні палива і відносною кількістю анергії робочого тіла в циліндрі двигуна

$$x_e = \eta_{\max} = x - x_a.$$

2. Для спрощення розрахунків, в силу малості величини, можна прийняти елементарне припущення кількості анергії робочого тіла внаслідок масообміну $\delta A_M = 0$. При цьому похибка обчислення не перевищує 1,5% від методики, де $\delta A_M \neq 0$.

Результати стендових випробувань двигуна при використанні в ньому різних палив наведені у вигляді основних параметрів його роботи на

досліджуваних режимах представлені в табл. 1.

Приклад індикаторних діаграм, необхідних для виконання енерго-ексергетичного аналізу процесу підведення теплоти в дійсному циклі представлений на рис. 1.

Таблиця 1 - Основні результати випробувань двигуна

Вид палива	n хв-1	Ne кВт	Gв кг/г	Gт кг/г	η_{max}
ДП	2000	118,3	812,8	26,0	0,812
	2000	106,4	761,7	23,0	0,804
	2000	88,6	719,9	19,9	0,798
	2000	59,3	622,4	14,1	0,782
	2000	29,5	566,7	8,3	0,752
75%ДП+25%РО	2000	106,6	761,7	24,0	0,804
50%ДП+50%РО	2000	113,9	790,5	27,3	0,813
	2000	106,8	758,5	24,9	0,806
	2000	88,8	724,6	20,8	0,794
	2000	60,1	631,7	14,7	0,775
25%ДП+75%РО	2000	106,5	766,4	26,6	0,808
ЕЕРО	2000	111,0	780,3	29,0	0,811
	2000	106,4	775,7	27,6	0,807
	2000	88,6	715,3	23,5	0,797
	2000	59,3	627,0	16,3	0,777

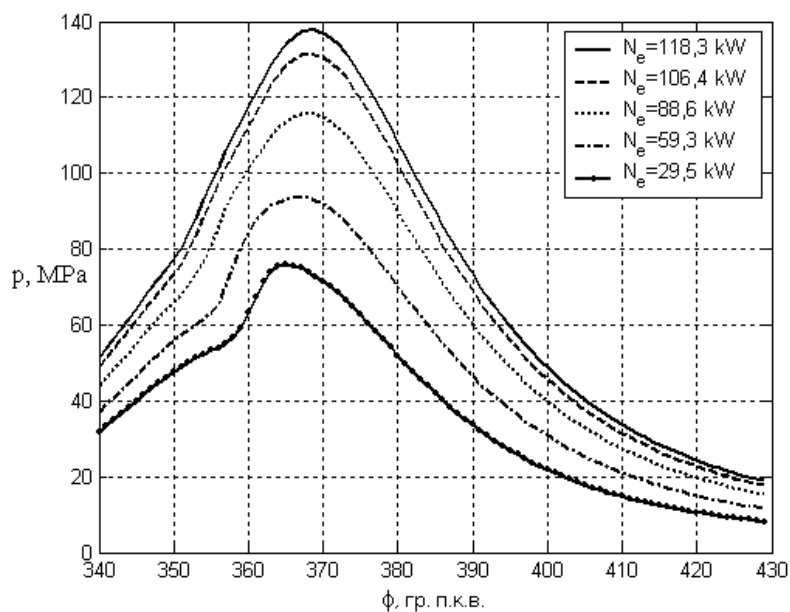


Рисунок 1 – Індикаторні діаграми дизельного палива. Навантажувальна характеристика при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

Результати обробки індикаторних діаграм, виконаної за загальновідомою методикою у вигляді диференціальних законів згоряння палива показані на рис. 2.

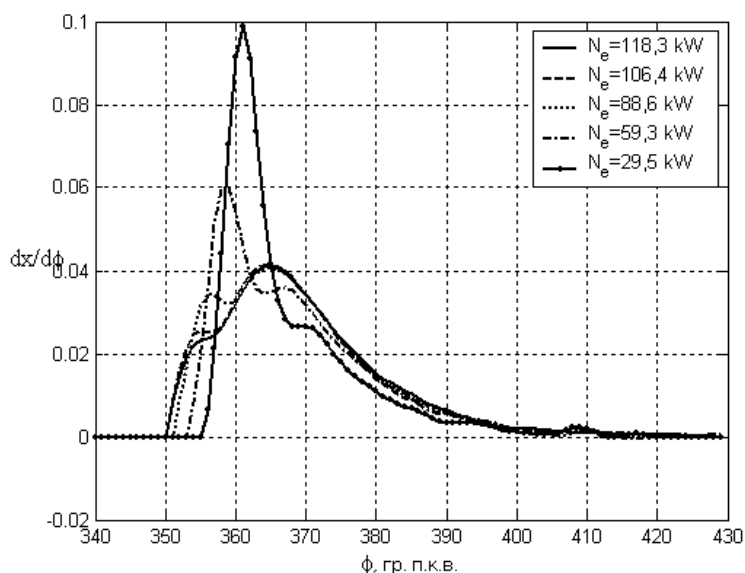


Рисунок 2 – Закони згоряння дизельного палива. Навантажувальна характеристика при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

Нижче наведені результати енерго-ексергетичного аналізу отриманих процесів згоряння (підведення теплоти в дійсному циклі), виконаного з використанням описаної вище методики.

Аналіз впливу навантаження на двигун

Значення отриманого максимального ККД циклу η_{max} для кожного режиму наведене в табл. 1.

На рис. 3 представлена зміна значення максимального ККД циклу η_{max} від відносної потужності $\check{N}_e = N_e / N_{e_{max}}$ двигуна. Як видно, при збільшенні \check{N}_e – η_{max} теж збільшується, причому, залежність носить лінійний характер. Це пояснюється підвищенням тиску, а значить і температури в процесі підведення теплоти в циліндрі.

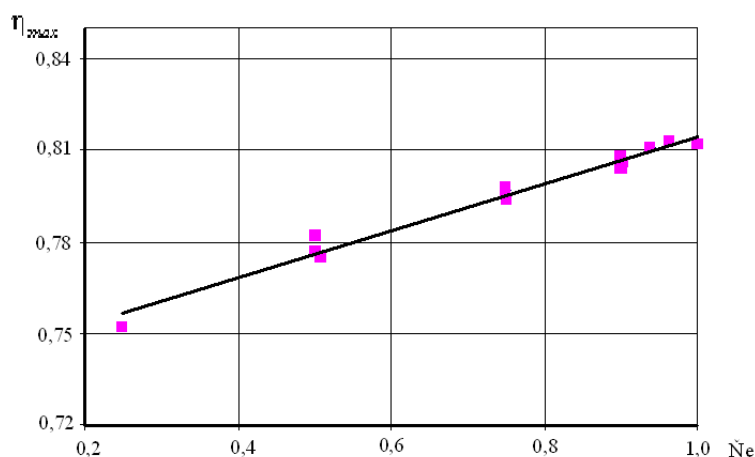


Рисунок 3 – Зміна максимального ККД дизеля за навантажувальною характеристикою

Аналіз впливу складу палива

Результати аналізу показали, що зміна частки ексергії робочого тіла практично не залежить від складу палива. Це пояснюється тим, що максимальна температура робочого тіла в циклі, а значить температура в процесі підведення теплоти, при переході на паливо відмінного від дизельного складу значно не змінюється. Отже, не змінюється й максимальний ККД циклу, що проілюстровано на рис. 4.

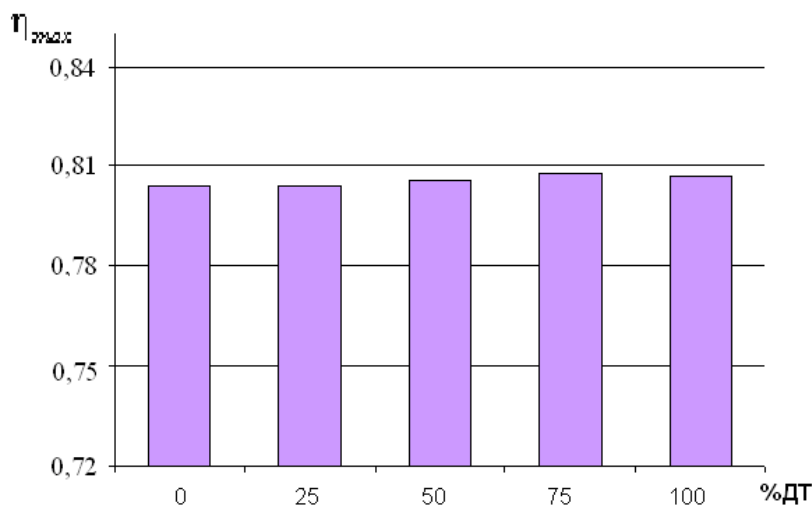


Рисунок 4 – Залежність максимального ККД циклу від складу палива

Висновки

1. Величина максимального ККД циклу η_{max} визначає межу значень ефективного ККД η_e двигуна. Очевидно, що ця межа, може бути досягнута удосконаленням конструкції двигуна й підвищенням ефективності робочого процесу за рахунок тепловикористання.
2. При зниженні навантаження значення максимального ККД циклу η_{max} зменшується. Це зв'язано зі зниженням величини T_{max} через меншу циклову подачу палива, а значить більшого коефіцієнта надлишку повітря α . Отже, ефективність теплопідведення залежить від якості робочої суміші. Необхідно реалізовувати робочий процес із тепловиділенням при максимально можливій для даного двигуна температурі.
3. На різних режимах роботи значення η_{max} лежить у межах 0,74...0,82. Ця величина визначає межу значень ефективного ККД η_e двигуна. Ця межа може бути досягнута удосконаленням конструкції двигуна й підвищенням ефективності робочого процесу за рахунок тепловикористання.
4. При використанні палива різного состава, значення η_{max} лежить у межах 0,79...0,80. Це підтверджує, що відносна кількість працездатної теплоти, що виділилася при згорянні палива, не залежить від типу альтернативного або сумішевого палива.

Література

1. Шокотов Н.К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. Ун-те, 1980. – 120 с.
2. Шокотов Н.К. Механизм возникновения потерь работоспособности в цилиндре дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 1977. – №26. – С. 18-23.
3. Шокотов Н.К. Оптимальная степень сжатия и потери эксэргии на участке горения в дизеле с наддувом // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, 1977. – №26. – С.23-29.
4. Шокотов Н. К., Марченко А. П. Эксергия и закон подвода теплоты // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ «ХПИ», 1993. – №53. – С.3-10.
5. Прохоренко А.А., Кувика М.Н. Энерго – эксергитический анализ действительного рабочего цикла дизеля // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 1997 – С.157-165.