

такого технічного рішення.

Література

1. Двигатели УТД-20 и 5Д20. Техническое описание. – М.: Военное издательство МО СССР, 1972. – 96 с.
2. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1990. – 352 с.
3. Казачков Р.В. Проектування паливних систем високого тиску дизелів: Навч. посібник. – Харків: ХДПУ, 1994. – 308 с. – Рос. мовою.

Слинько Георгій Іванович, д.т.н., професор, Національний університет «Запорізька політехніка», gslynko@zntu.edu.ua

Сухонос Роман Федорович, магістр, старший викладач, Національний університет «Запорізька політехніка», romevs@zntu.edu.ua

Беспалько Віталій Сергійович, магістр, Національний університет «Запорізька політехніка»

Слинько Віра Василівна, старший викладач, Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ БЕНЗИНОВОГО ДВОТАКТНОГО ДВЗ ІЗ ЗОВНІШНІМ СУМІШОУТВОРЕННЯМ ЗА ДІАМЕТРОМ ПАЛИВНОГО ЖИКЛЕРА

При проектуванні нового двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) актуальним питанням є оціночне визначення його ефективних техніко-економічних характеристик ще до побудови діючого зразка. При цьому головну роль відіграють параметри системи паливоподачі, зокрема, геометричні розміри паливних та повітряних жиклерів, каналів тощо. Знаючи закономірності їх впливу на показники двотактного двигуна, можна значно спростити процес проектування та подальшого випробування ДВЗ.

Поставлено задачу дослідити зміну показників бензинового двигуна із зовнішнім сумішоутворенням 1Д 50/36 від діаметра головного паливного жиклера $d_{ж.г.}$.

Для вирішення задачі використовувався розрахунковий метод з використанням спеціальної комп'ютерної програми DVS2 [1], що базується на фізико-математичній моделі другого рівня [2]. За відомими параметрами (діаметр циліндра, хід поршня, величина обертів, кут випередження запалювання тощо) розраховано ряд параметрів (серед яких масова витрата повітря $\Delta m_{вц}$ та палива $\Delta m_{тц}$).

Значення циклової масової витрати повітря розраховують за формулою

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (1)$$

де: V_h – робочий об'єм одного циліндра, m^3 ; ρ_k – щільність повітря чи паливоповітряної суміші на вході в циліндр (залежить від наявності та величини наддуву), $кг \cdot m^{-3}$; η_v – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{вп}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (2)$$

де: ε – ступінь стиснення; p_k – тиск повітря на вході до двигуна, Па; $\Delta p_{вп}$ – втрата тиску у впускній системі, Па; T_k – температура повітря на вході до двигуна, К; ΔT – підігрів повітря у впускній системі, К; γ – коефіцієнт залишкових газів; T_r – температура залишкових газів, К.

Далі в програмі DVS2 визначено тиск, температуру і об'єм робочого тіла за цикл. При цьому здійснювалось варіювання $\Delta m_{тц}$ як функції від діаметра головного жиклера $d_{ж.г}$. Значення $\Delta m_{вц}$ перераховувалось таким чином, щоб величина коефіцієнта надлишку повітря залишилась незмінною. На номінальному режимі роботи (максимальне навантаження, частота обертів $n = 9000 \text{ хв}^{-1}$) прийнято $\alpha = 0,9$. Значення отриманих величин відображено в таблиці результатів (табл. 1) та побудовано графіки (рис. 1, рис. 2).

Таблиця 1 – Показники повітря- та паливободачі карбюраторного двигуна 1Д 50/36

Параметр	Ne, кВт			
	3,4	3,6	3,8	4,0
$d_{ж.г}$, мм	1,36	1,39	1,44	1,47
$f_{ж}$, мм ²	1,45	1,51	1,63	1,71
α	0,9	0,9	0,9	0,9
G_T , кг/год	25,22	26,24	28,35	29,70
G_B , кг/год	1,87	1,95	2,11	2,20
$\Delta m_{вц}$, кг/цикл	0,0000467	0,0000486	0,0000525	0,000055
$\Delta m_{тц}$, кг/цикл	0,00000347	0,00000361	0,0000039	0,00000408

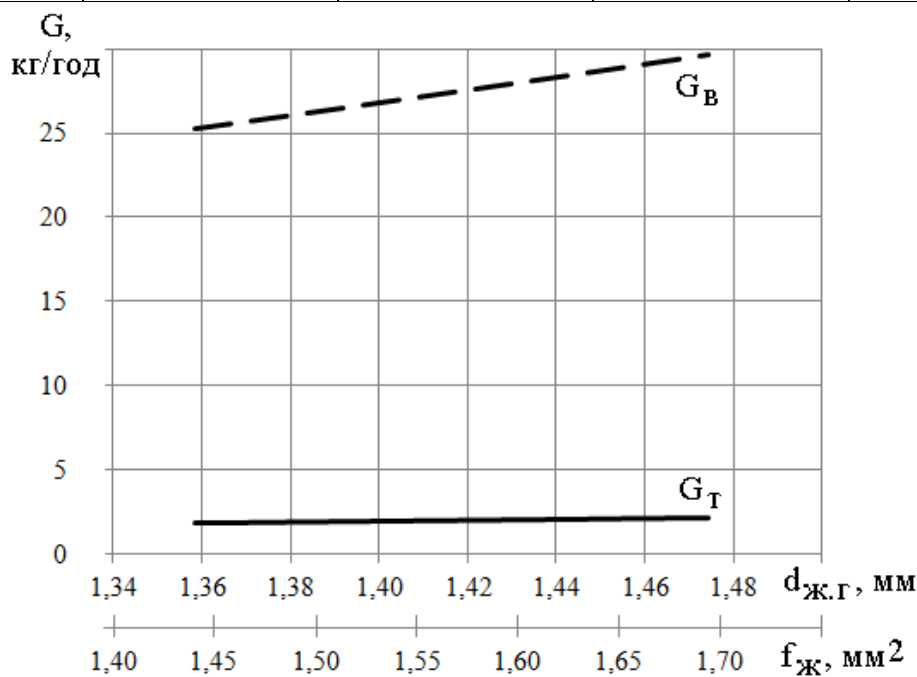
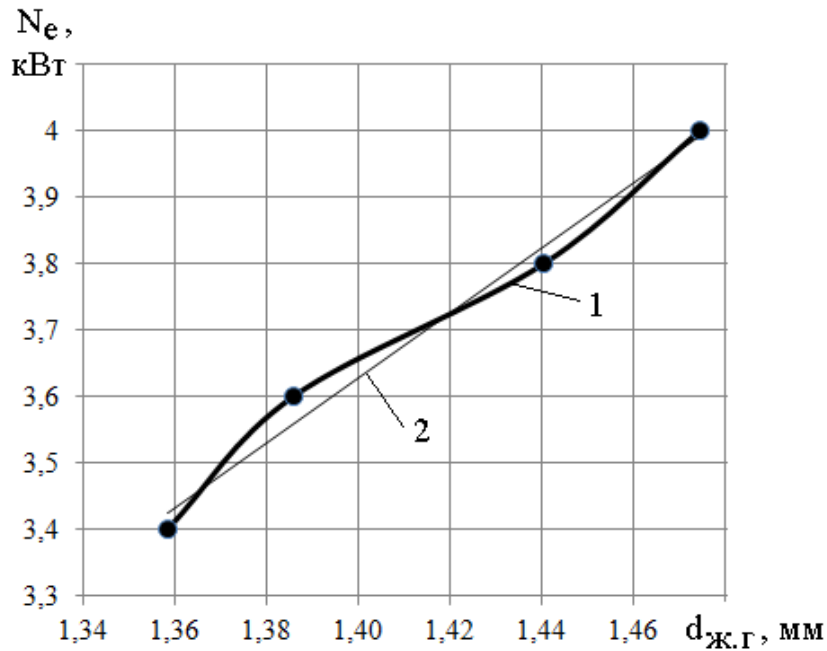


Рисунок 1 – Вплив діаметра головного паливного жиклера на годинну витрату палива G_T та годинну витрату повітря G_B двигуна 1Д 50/36 на номінальному режимі



1 – розрахована залежність; 2 – графік лінійної екстраполяції
 Рисунок 2 – Вплив діаметра головного паливного жиклера на потужність двигуна 1Д 50/36 на номінальному режимі

З рис. 1 видно, що збільшення діаметра головного паливного жиклера карбюратора на 8,1 % відповідає збільшенню перерізу отвору $f_{ж}$ на 17,9 %. При цьому годинна витрата палива G_T та повітря G_B також збільшуються за лінійною залежністю на 17,8 % та 17,6 % відповідно.

З рисунку 2 видно, що збільшення діаметра головного паливного жиклера карбюратора суттєво впливає на його потужність. Зі збільшенням $d_{ж.г.}$ від 1,36 мм до 1,47 мм (на 8,1 %) ефективна потужність зросла з 3,4 кВт до 4,0 кВт (на 17,6 %). За розрахованими точками (згідно табл. 1) побудовано графік $N_e = f(d_{ж.г.})$ (лінія 1 на рис. 2). Для знаходження параметрів повітро- та паливоподачі двигуна 1Д 50/36 для інших значень $d_{ж.г.}$ проведено апроксимацію. Для цього використано лінійну екстраполяцію та отримано рівняння

$$N_e = 4,9007 \cdot d_{ж.г.} - 3,2331, \quad (3)$$

для якого коефіцієнт достовірності апроксимації складає $R^2 = 0,9848$.

Таким чином, встановлено залежність впливу діаметра головного жиклера карбюратора на ефективні показники двигуна 1Д 50/36, що дає змогу при конструюванні двотактних карбюраторних двигунів малої потужності обирати необхідний діаметр жиклера відповідно до потужності за технічним завданням.

Література

1. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання»

всіх форм навчання / Укл.: Г.І. Слинко, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

2. Егоров Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.

Слинко Георгій Іванович, д.т.н., професор, Національний університет «Запорізька політехніка», gslynko@zntu.edu.ua

Володін Дмитро Андрійович, магістр, Державна прикордонна служба України

Сухонос Роман Федорович, магістр, старший викладач, Національний університет «Запорізька політехніка», romevs@zntu.edu.ua

Чишко Дмитро Петрович, студент, Національний університет «Запорізька політехніка»

ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ПОТОКУ ПАЛИВА В МОДЕРНІЗОВАНИХ ФОРСУНКАХ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН12/14

Актуальними питаннями сучасного двигунобудування є покращення паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів. Одним з найбільш дієвих методів є підвищення тиску впорскування, завдяки чому збільшується далекобійність струменя палива, його ширина, дисперсність розпилювання, збільшується ступінь охоплення паливним струменем об'єму камери згорання, що покращує сумішоутворення. Недоліком цього методу є ускладнення та здорожчання елементів паливної апаратури.

В якості альтернативи розглядається оптимізація геометричних параметрів проточної частини багатосоплової форсунки без істотного підвищення тиску впорскування, а також без організації додаткових турбулізаторів на розпилюючих отворах.

З літератури відомо, що турбулізація потоку палива на виході з форсунки утворюється, в-основному, за рахунок зон відриву, що мають місце біля вхідної кромки розпилюючого отвору. Але ступенем турбулізації потоку також можна керувати створенням додаткового гідравлічного опору в кільцевому каналі між корпусом форсунки і голкою розпилювача.

Форсунки дизелів типу 6ЧН12/14 (рис. 1) було модернізовано наступним чином: конусна частина хвостовика голки з кутом конуса 60° зточена на 0,1 мм (по діаметру) вище діаметра $d = 2,6$ мм з кутом конуса 75° . В результаті, на хвостовику голки отримано горизонтальний кільцевий уступ, що має зовнішній і внутрішній діаметри 2,6 мм і 2,5 мм відповідно.

Проведено оцінку впливу форми поверхні проточної частини розпилювача форсунки на стан потоку палива на виході з соплових отворів. Для цього використано можливості програмного комплексу ANSYS CFX. На основі тривимірної моделі корпусу та голки форсунки розроблена сітка кінцевих елементів, задано початкові та кінцеві умови стану потоку рідини, що відповідають реальним умовам в двигуні.