



**ТЕХНІЧНИЙ ДОКУМЕНТ ДЛЯ СТУДЕНТІВ ТА МОЛОДИХ ІНЖЕНЕРІВ**

**- СВІТОВИЙ АВТОМОБІЛЬНИЙ КОНГРЕС FISITA, БАРСЕЛОНА 2004 -**

НАЗВА:

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОДАВАННЯ ВОДЕНДУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ВИКИДИ ВИКЛАДІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА**

Тема:

- МАЙБУТНІ АВТОМОБІЛЬНІ ТЕХНОЛОГІЇ
- ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ ТРАНСПОРТНІ СИСТЕМИ
- ДРУГИЙ АВТОМОБІЛЬ
- ВИРОБНИЦТВО ТА ЛОГІСТИКА
- АВТОМОБІЛЬ І НАВКОЛИШНЕ СЕРЕДОВИЩЕ

Автор(и):

Михайлов Мілен\*  
Барзев Кирило

національність:

Болгарія  
Болгарія

Університет/Заклад:

Русенський університет, Болгарія

Національне товариство:

- ТАК
- НІ

Назва Національного Товариства:

Товариство автомобільних інженерів в Болгарії

Анотація:

Були проведені експерименти для оцінки впливу додавання воднево-кисневої суміші (отриманої з електрохімічно розкладеної води) на вхідне повітря одноциліндрового дизельного двигуна з прямим уприскуванням.

Додавання водню до впуску або подачі в циліндр дизельного двигуна може покращити процес згоряння за рахунок кращих характеристик згоряння водню в порівнянні зі звичайним дизельним паливом.

У представленій роботі описані результати випробування динамометром дослідження, в якому невелика кількість воднево-кисневої суміші, виробленої воднево-кисневим генератором, додається у впуск дизельного двигуна.

Місце/Дата:

Русе, 11.02.2004

# ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОДАВАННЯ ВОДЕНДУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ВИКИДИ ВИКЛАДІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

## ВСТУП

Коли до впускного повітря додається невелика кількість водню, процес згоряння двигунів внутрішнього згоряння може бути значно покращений. З'ясовано, що додавання водню добре впливає на горіння (2, 4). Покращення горіння пояснюється кращими горючими характеристиками та більш високою швидкістю поширення полум'я водню в порівнянні зі звичайними вуглеводневими паливами (4). Метою представленого дослідження є оцінка впливу додавання водню на продуктивність і викиди відпрацьованих газів за допомогою зазначених параметрів роботи гальмівних та вихлопних двигунів.

## ОПИС ТЕСТОВОЇ УСТАНОВКИ

Тестовий двигун являє собою одноциліндровий двигун із прямим уприскуванням із запалюванням від стиснення 98 мм отвір циліндра і 130 мм хід поршня.

Двигун завантажений ДС динамометр *MEЗВЕТІН М. С. 2218-4*.

Витрата палива вимірюється масовим методом.

Споживання повітря вимірюється ламінарним витратоміром *CUSSONS M79RH*. Дим вимірюється за *HARTRIDGE MK3* димомір. The *H* викиди вимірюються газоаналізатором *RADAS 1*.

Вказані дані тиску збираються п'єзоелектричним перетворювачем тиску "*KISTLER 6509*" кодер положення колінчастого вала "*HEIDENHAIN СТРИЛЬ 428D.163*" що дає положення кута кривошипа та основне *ВМТ* імпульс. Частота обертання двигуна вимірюється частотоміром *FM1100*.

## МЕТОДИ ТЕСТУВАННЯ

Під час процедури випробування двигун працював при постійному навантаженні, а частота обертання колінчастого вала змінювалася з 1300 до 1800 об/хв. Дві робочі характеристики постійного навантаження були зняті таким чином:

1. Постійна робоча характеристика навантаження зі звичайним дизельним паливом;
2. Постійна робоча характеристика навантаження з додаванням водню та кисню до всмоктуваного повітря. Воднево-кисневу суміш отримували з воднево-кисневого генератора.

Швидкість потоку водню підтримували на рівні 160 л/год (водно-кисневий витрата становить 240 л/год відповідно).

Час введення під час випробування підтримувався на рівні 18 градусів раніше *ВМТ*.

## МЕТОДИ ОБРОБКИ ДАНИХ ВКАЗАННОГО ТИСУ

Дотримуючись описаної вище процедури випробування, вказані дані тиску були зібрані для кожної точки робочої характеристики постійного навантаження. Значення, які були необхідні для вказаної кривої тиску  $p=p(\varphi)$  були зібрані з порту збору даних і збережені як текстовий файл у файлі ПК жорсткий диск. Вказана норма тиску  $dp/d\varphi$  було розраховано за допомогою чисельного диференціювання  $p=p(\varphi)$  дані.

Перший закон термодинаміки для закритої системи був застосований для обчислення диференціальної характеристики чистої швидкості виділення тепла (рис. 3) за Хейвудом – с. 388 (3):

$$\frac{dQ_a}{d\varphi} = 1000000 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{C}{d\varphi} \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{\kappa-1} \cdot \frac{B \cdot D \pi}{d\varphi}, \text{ Дж/град}, \quad (1)$$

де  $Q_a$  – чиста теплота (частина тепла, отримана в результаті згоряння палива, яка була витрачена на збільшення внутрішньої енергії та на механічну роботу), Дж,  $\varphi$  – положення кута кривошипа, град;

$\kappa$  – середня питома теплоємність,  $\kappa=1,3(3)$ ;

$C$  – поточне значення тиску в циліндрі для положення кута кривошипа  $\varphi$ , кгс/см<sup>2</sup>;  $V$  – поточне значення об'єму циліндра для положення кута кривошипа  $\varphi$ , м<sup>3</sup>;

$$B = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{C}{\varepsilon-1} + \rho \cdot (1 - \cos(\varphi)) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\varphi)) \quad \text{м}, \quad (2)$$

де  $C$  – хід поршня, м;  $D$  –

отвір циліндра, м;  $\varepsilon$  –

ступінь стиснення;

$\rho$  – радіус кривошипа, м;

$\lambda$  – відношення радіуса кривошипа та довжини шатуна;

Значення  $Q_a$  були розраховані для 120 ступенів кута повороту кривошипа (тривалість горіння), починаючи з початку упорскування.

Чисте тепло  $Q_a$  (рис. 4) було розраховано шляхом чисельного інтегрування рівняння (1).

Значення температури циліндра були розраховані за допомогою рівняння стану ідеального газу:

$$T = \frac{c \cdot B}{M \cdot R}, \text{ К} \quad (3)$$

де  $c$  – це кількість повітря, що обертається, кг/цикл,  $R$  – газова постійна, Дж/кг.К

## РЕЗУЛЬТАТИ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Цифри 1, 2, 3, 4, 5, і показати відповідно вказані дані тиску, вказану швидкість тиску, чисту швидкість тепловиділення, чисте тепловиділення, температуру циліндра,  $PV$  діаграми та температури циліндра при частоті обертання двигуна 1500 об/хв.

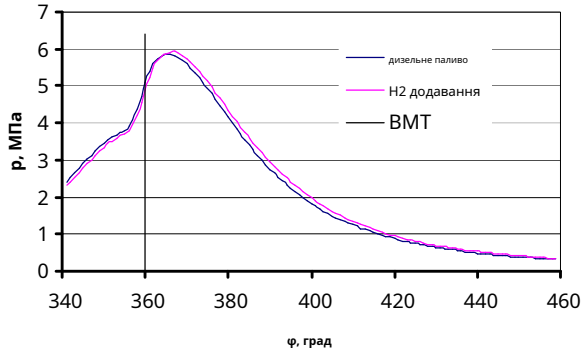


Рис. 1. Показані дані тиску

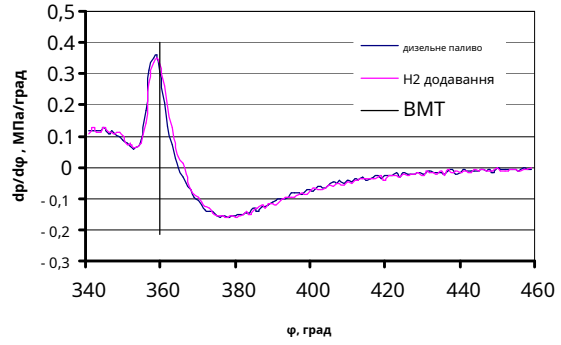


Рис. 2. Вказана норма тиску

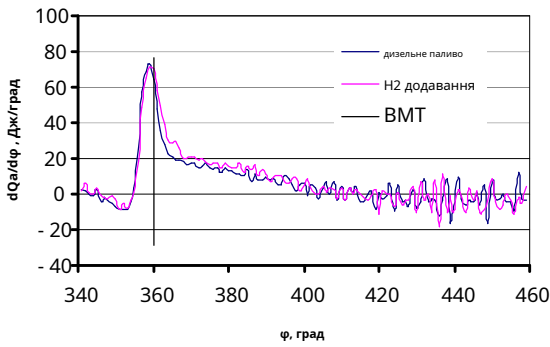


Рис. 3. Чиста швидкість виділення тепла

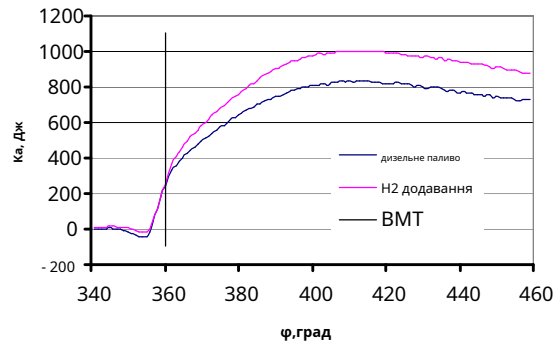


Рис. 4 Чисте виділення тепла

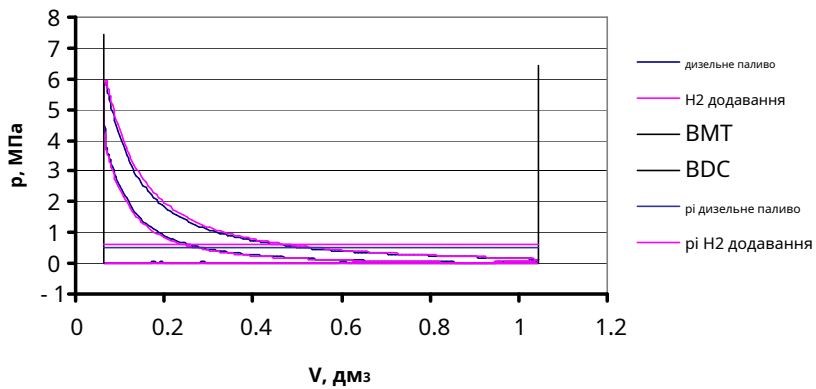


Рис. 5 PV діаграма

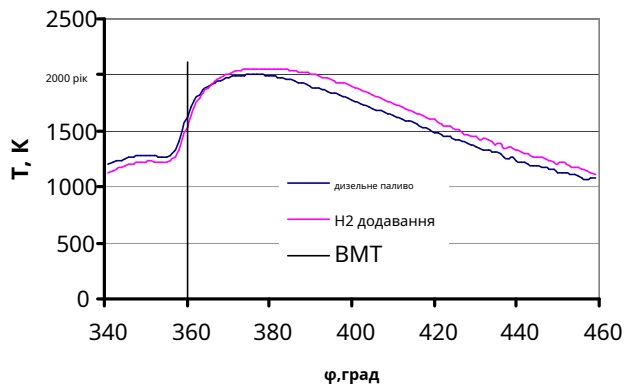


Рис. 6 Температура циліндра

Цифри 7, 8, 9 і 10 показують відповідно гальмівну потужність, питома теплоспоживання гальма,  $HI$  викиди та дим.

Термін питома витрата тепла гальмами використовується замість питомої витрати палива гальмами, оскільки спалювалося паливо з різною нижчою теплотворністю (дизельне паливо та водень).

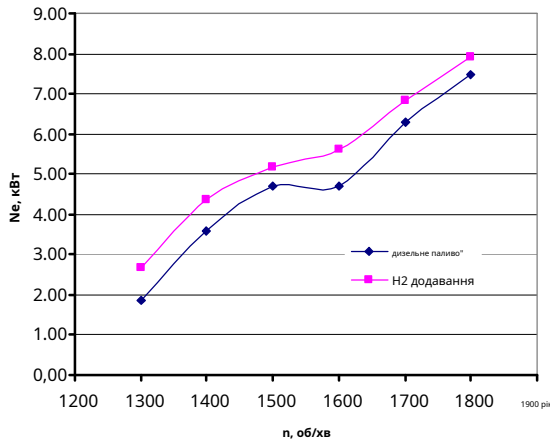


Рис. 7 Гальмівна потужність

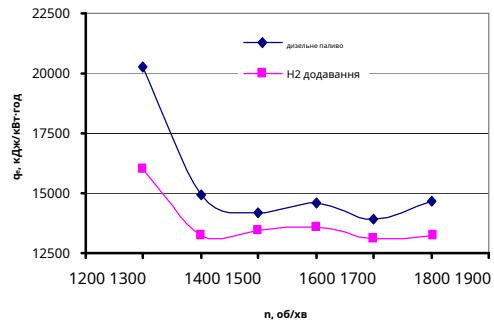


Рис. 8 Питома витрата тепла гальмами

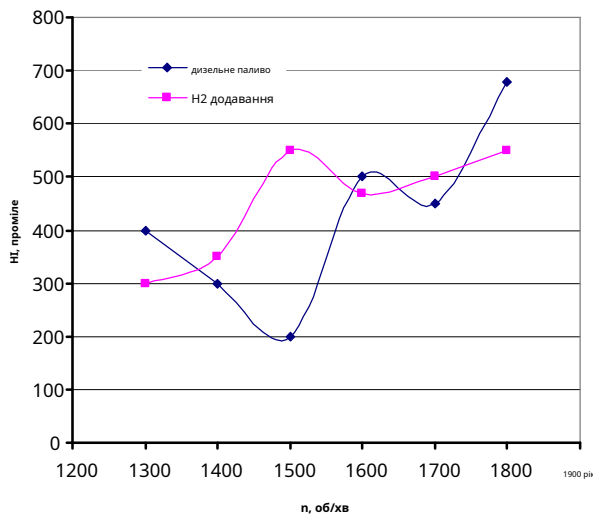


Рис. 9 Викиди NO

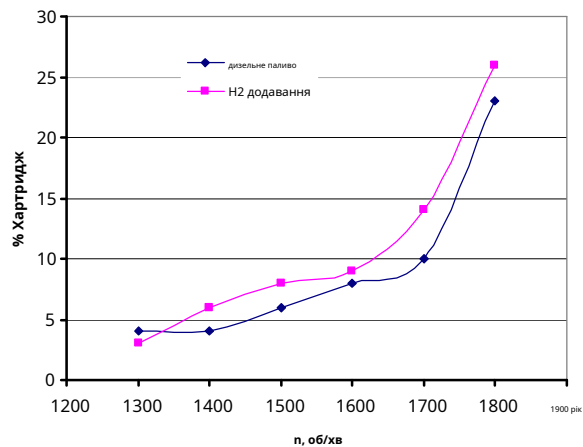


Рис. 10 Дим від вихлопних газів

Експериментальні результати показують, що додавання водню у впускне повітря впливає на підвищення потужності двигуна та споживання енергії. (рис. 5, 7, 8).  $HI$  викиди дуже складні (рис. 9). Спостерігається більша задиленість вихлопних газів (Рис. 10).

Вища потужність двигуна з додаванням водню (рис. 5, 7) пояснюється додатковим теплом, що виділяється при згорянні водню, і скороченою тривалістю горіння (1). Згорання додавання водню забезпечує додаткову теплову енергію, що є однією з причин більш високої потужності двигуна. Менша тривалість згорання призводить до зниження швидкості теплопередачі через стінки камери згорання та більшого використання тепла дизельного палива. В результаті проведених розрахунків збільшення всього тепла, що додається в цикл двигуна за рахунок згорання водню, становить 2,44% у середньому по всій досліджуваній області частоти обертання двигуна. Але усереднене поліпшення потужності, отримане в результаті експериментального дослідження, є 15% (рис. 7). Середня вказує на покращення тиску на 1500 об/хв 14,8% (рис. 5). Ці факти показують, що підвищення потужності відбувається не тільки за рахунок енергії, доданої як а

результат додавання водню. Більша частина приросту потужності обумовлена покращенням процесу горіння за рахунок скорочення тривалості горіння за рахунок чудових властивостей горіння та поширення полум'я водню. Доказом цього твердження є криві чистого тепловиділення та чистого тепловиділення, показані відповідно на (рис. 4) (Рис. 3).

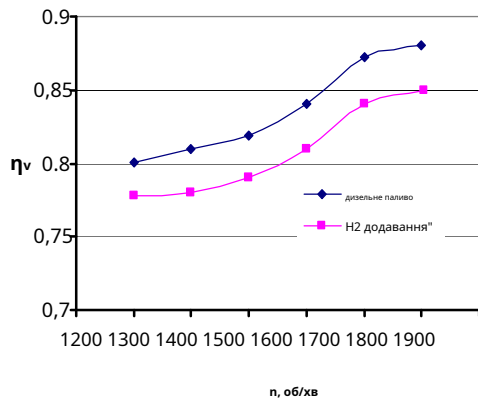


Рис. 11 Об'ємна ефективність

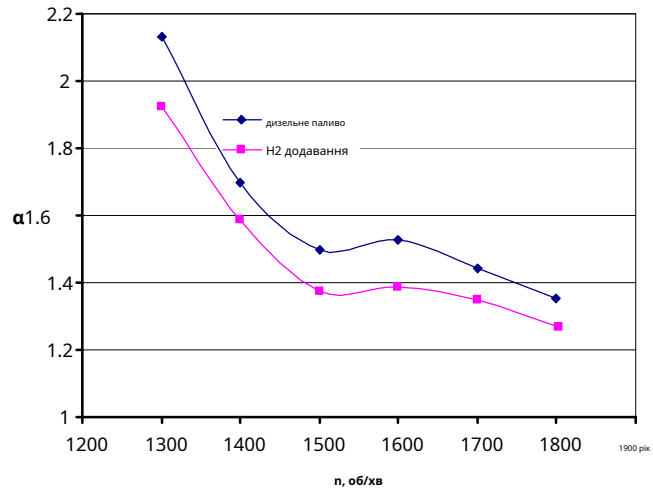


Рис. 12 Співвідношення повітря-паливо

Зменшення тривалості горіння пояснюється зменшенням фази горіння, керованої змішуванням, що викликає більшу чисту швидкість виділення тепла (рис. 3) вище чисте виділення тепла відповідно (рис. 4).

Зменшення фази горіння з контрольованим змішуванням відбувається за рахунок поширення полум'я однорідної воднево-повітряної суміші через камеру згорання. Розповсюдження полум'я покращує процес дифузії (викликає багато молекулярних зіткнень) між гарячим повітрям і парами дизельного палива, що прискорює його завершення. Поліпшення процесу дифузії призводить до більшого використання тепла та більшого чистого виділення тепла відповідно.

Створюється враження, що крива чистого тепловиділення при додаванні водню має вищі значення (відразу після впорскування) порівняно з дизельним паливом. (рис. 4). Зменшення кривої чистого тепловиділення пов'язано з споживанням тепла, необхідного для випаровування дизельного палива. При додаванні водню у впускне повітря займання водню відбувається відразу після початку впорскування. Тепло, що виділяється при згоранні водню, компенсує тепло, необхідне для випаровування дизельного палива.

Знижується питома витрата тепла гальмами (рис. 8) обумовлено збільшенням потужності гальм.

The  $HI$  викиди порівнюються в Рис. 9 для двох випадків: з додаванням водню і без нього. Експериментальні результати, які показані на цьому малюнку, дуже складні. Цей факт заважає будь-якому остаточному аналізу та висновкам щодо  $HI$  викиди. Коли дизельний двигун працює з невеликою кількістю водню (неодноразово меншою, ніж у цьому дослідженні),  $HI$  викиди дуже нижчі в порівнянні з випадком без додавання водню (4). The  $HI$  відновлення з додаванням водню можна пояснити кращими характеристиками горіння водню, який горить швидше і чистіше, ніж вуглеводневе паливо (4), оскільки його кількість менша і вступає в реакції горіння з більшою швидкістю, має меншу енергію активації та зазнає більше молекулярних зіткнень, ніж більш важкі молекули вуглеводнів. Ці характеристики можуть не тільки покращити процес згорання, але й покращити процеси транспортування, зменшуючи гарячі точки в камері згорання, які є одним з основних факторів  $HI$  викиди в  $IC$  двигуни.

Як показано на *Рисунок 10*, з додаванням водню димність двигуна вища. Таку поведінку можна пояснити зниженням співвідношення повітря-паливо (*Рис. 12*). Нижче співвідношення повітря-паливо (у разі додавання водню) пояснюється зниженням об'ємної ефективності (*Рис. 11*) за рахунок більшого теплового навантаження елементів двигуна. Більш високе теплове навантаження пояснюється підвищенням ефективності використання тепла (*рис. 4*). Елементи двигуна з більш високою середньою температурою викликають зниження щільності повітря. У даному розслідуванні дрібні частинки (*PM*) викиди не вимірювалися, але таке вимірювання буде зроблено в майбутньому дослідженні. Використання *PM*сума (*г/год*) вихлопних газів ми могли б оцінити специфічні гальма *PM* викиди (*г/кВт·год*). Можна з упевненістю сказати, що в разі додавання водню *PM* викиди (*г/кВт·год*) було б нижчим завдяки покращенню гальмівної потужності.

## ВИСНОВОК

Беручи до уваги експериментальні результати гальмівних, викидних і зазначених характеристик дизельного двигуна, можна зробити наступні висновки:

1. При роботі двигуна з додаванням водню ефективність використання тепла спостерігається покращення. Додавання водню впливає на підвищення потужності не тільки кількісно, але й **якісно** за допомогою поліпшення горіння.
2. *Н* викиди є дуже складними, тому потрібне більш ретельне майбутнє дослідження.
3. При роботі двигуна з додаванням водню дим збільшується через зменшення співвідношення повітря-паливо. Подальше дослідження необхідне для оцінки вмісту специфічних твердих частинок (*г/кВт·год*).

## ЛІТЕРАТУРА

- (1) **Михайлов М., К. Барзєв**, Вплив додавання водню на параметри одноциліндрового двигуна із прямим уприскуванням із запалюванням від стиснення», Праці, том 39, серія 8, с. 27 – 32, Транспорт і механіка, Русе 2002.
- (2) **Матієвський Д. Д.**, "Реалізація та вплив додавання водню на продуктивність дизельного двигуна", "Двигателестроение", стор. 53 – 56, лютий 1985 р."
- (3) **Хейвуд Дж.**, «Основи двигуна внутрішнього згорання», McGraw-Hill Book Company, 1988
- (4) **Шереста С.О., Баде А** "Метод перед очищенням для зменшення викидів у дизельних двигунах», документ SAE, 2000-0102791, 2000.