

Шифр "Екологічні показники"

**ВПЛИВ ПОДАЧІ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ В ПРОЦЕСІ
ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА В ДВИГУН НА ЙОГО ЕКОЛОГІЧНІ
ПОКАЗНИКИ**

Зміст

Перелік прийнятих скорочень	3
ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. Аналіз складу відпрацьованих газів дизельних двигунів і визначення концентрації шкідливих речовин.....	7
РОЗДІЛ 2. Розрахункова оцінка токсичності відпрацьованих газів при роботі двигуна на паливо-повітряної суміші.....	18
Висновки.....	28
Перелік використаних джерел	29

Перелік прийнятих скорочень

- ВГ** – відпрацьовані гази;
ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
ВПЕ – водо-паливна емульсія;
ДП – дизельне паливо;
NO_x – оксиди азоту.

Вступ

Захист навколишнього середовища, якої не так давно приділяли мало уваги, поступово висунулася в число глобальних проблем людства. Вся справа в неконтрольованому споживанні вуглеводневих палив і викидів від їх використання. Постійне збільшення того і іншого вже викликає порушення природного процесу самоочищення біосфери і становить загрозу життю людини. Щоб зупинити цей процес, підписані міжнародні угоди, прийняті державні постанови і програми захисту навколишнього середовища від шкідливих викидів. [1, 2, 4, 8].

У країнах Європейського Союзу нормування викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами автомобільних дизелів здійснюється відповідно до Правил ЄЕК ООН № 49, які виходять з вимог Женевського Угоди 1958 г. За минулі роки ці правила неодноразово піддавалися істотному коригуванню, як за переліком нормованих шкідливих речовин, так і щодо посилення їх нормативів. Так, на етапі Євро-5, які діють з 2008 р, в порівнянні з вимогами Євро-3 (рік введення 2000) зниження викидів становить: по оксидам азоту (x NO) - в 2,5 рази, по оксидах вуглецю (CO) - в 1,4 рази, по вуглеводнях (CH) - в 1,4 рази, по дисперсним часткам (PT), включаючи сажу - в 5 разів. Згідно Євро-5 гранично допустимі викиди x NO обмежені величиною 2 г / (кВт год).

Актуальність проблеми. Зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами дизелів є комплексною проблемою, яка безпосередньо зачіпає паливну економічність. Безпосередньо з нею пов'язано кількість вуглекислого газу, що знаходиться в атмосфері і визначає екологічний стан планети, тобто парниковий ефект. Діоксид вуглецю є продуктом повного згоряння палива, тому єдиний спосіб зниження його - це зменшення витрат палива. Таким чином, рішення зазначеної проблеми зводиться до пошуку компромісу між викидами і витратою палива. Саме тому будь-які технічні пропозиції, що дозволяють одночасно знизити шкідливі викиди і витрата палива, представляють певну значимість і заслуговують схвалення.

Науково-прикладною задачею, що вирішується в роботі, є поліпшення екологічних показників дизельних двигунів шляхом подачі стисненого повітря в період впорскування палива.

Об'єктом дослідження є аналіз розрахунку параметрів робочого процесу дизельного двигуна при подачі стисненого повітря в період впорскування палива.

Предметом дослідження є вирішення екологічної проблеми за рахунок зниження забруднюючих атомосфери викидів двигунів внутрішнього згоряння.

Метою роботи є підвищення екологічних показників дизельного двигуна за рахунок подачі стисненого повітря в період впорскування палива.

Основні задачі дослідження:

- провести літературний аналіз щодо методів попередньої обробки впускного повітря, зробити огляд методів допускової обробки повітря;
- визначити ефективність подачі стисненого повітря для того щоб знизити вміст у відпрацьованих газах дизелів шкідливих речовин.

Методи дослідження. Використано системний підхід визначення впливу подачі стисненого повітря в період впорскування палива на вміст у відпрацьованих газах дизелів шкідливих речовин і на питому ефективну витрату палива.

Основні наукові результати та їхня новизна:

1. Установлено закономірності впливу подачі стисненого повітря на екологічні показники дизельних двигунів.

2. Розроблено спосіб подачі стисненого повітря в камеру згоряння дизеля.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректною постановкою науково-прикладної задачі, позитивними результатами порівняльного аналізу запропонованих та існуючих технічних рішень.

Конкретна особиста участь авторів у проведенні аналізу та установлення впливу подачі стисненого повітря на екологічні показники дизельного двигуна, врахування отриманих закономірностей при розробці методичного забезпечення розрахунку схем для покращення екологічних показників дизеля при застосуванні подачі стисненого повітря в період впорскування палива.

Апробація роботи. Доповіді на всеукраїнських та міжнародних конференціях.

Наукові публікації. Результати наукової роботи представлені у наступних наукових публікаціях:

- Аналіз використання керованої подачі повітря в камеру згоряння дизельного двигуна як засіб зниження токсичності та димності відпрацьованих газів / // Topical issues of the development of modern science. Abstracts of the 5th International scientific and practical conference. SPC “Sci-conf.com.ua”. Sofia, Bulgarian;

- Аналіз зниження токсичності та димності відпрацьованих газів за рахунок керованої подачі повітря в камеру згоряння / Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика стан та проблеми. – Миколаїв: Видавець Торубара В.В., 2019.

Структура та обсяг роботи. Робота складається зі вступу, 2 розділів та висновків. Обсяг роботи становить 33 сторінок машинописного тексту, 12 рисунків, бібліографія з 18 найменувань.

Ключові слова: відпрацьовані гази, двигун внутрішнього згорання, паливо, оксиди азоту.

РОЗДІЛ 1

Аналіз складу відпрацьованих газів дизельних двигунів і визначення концентрації шкідливих речовин

Вимірювання токсичності і димності ВГ проводиться шляхом відбору проби газів і подальшого її дослідження в спеціальних приладах. Дане завдання не відноситься до числа простих, оскільки результати вимірів сильно залежать від загальної кількості присутніх компонентів, їх стану і зовнішніх умов (температура, тиск і т.д.). Іншою особливістю розглянутих вимірювань є відсутність еталонних мір, роль яких зазвичай виконують стандартні зразки речовин з заданими властивостями. Слід ще додати те, що компоненти ВГ мають методологічної вибірковістю. Все це обмежує можливості розробки єдиного і універсального методу, придатного для вимірювання концентрації відразу декількох компонентів.

Таким чином, оцінку токсичності відпрацьованих газів виконують на підставі проб газу, відібраного з випускного колектора. Іноді, для більш чистого експерименту, проби беруть безпосередньо з циліндра дизеля за допомогою стробоскопічного клапана. До системи відбору проб газу ставляться такі вимоги [6, 11]:

- ідентичність складу газу в відібраній пробі і в камері згорання дизеля;
- постійний склад газу проби газу під час відбору і при зберіганні його до аналізу;
- виключення підсмоктування повітря при відборі проби і, отже, розведення газу свіжим повітрям.

Щоб виконати першу вимогу і отримати пробу газу, яка відповідає певному режиму роботи двигуна, необхідно відбирати газ після спеціального змішувача. Його наявність дозволяє усереднити значення проби, оскільки

шкідливі речовини в складі ВГ багатоциліндрового дизеля розподіляються нерівномірно. Це пояснюється нерівномірністю циклової подачею палива по циліндрах і, як наслідок цього, відпрацьовані гази від кожного циліндра мають неоднаковий хімічний склад.

Особливою проблемою нормування шкідливих викидів з ВГ є отримання ідентичних результатів, тобто таких чисельних значень нормативів, які можна порівнювати між собою [7, 13]. Однак зробити це не просто тому, що нормативні значення викидів і результати вимірів даються в різних одиницях вимірювання. Найчастіше в стандартах наводяться нормативні показники питомих викидів, виражених $\text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, а результати вимірювань представляють у об'ємних концентраціях, виражених млн^{-1} (ppm) або у відсотках. Співвідношення між ними: $1\% = 10000 \text{ ppm}$. Одиниця виміру ppm застосовується для малих концентрацій шкідливих речовин таких як NO_x , відсотки - для великих концентрацій, наприклад, для вимірювання CO . Іноді результати випробувань призводять до масових викидів шкідливих речовин, $\text{г}/\text{год}$.

Перерахунок концентрації шкідливих речовин в ВГ з одних одиниць вимірювань до інших проводиться з урахуванням дійсного витрати повітря і палива, потужності двигуна, коефіцієнтами вагомості режимів, параметрів атмосферного повітря (барометричний тиск, температура, відносна вологість) [14].

Так, якщо результати виміру представлені об'ємними концентрації оксидів азоту, оксиду вуглецю і сумарних вуглеводнів, то їх масові викиди в $\text{г} / \text{год}$ підраховуються за формулами

$$G_{\text{NO}_x} = 0.001587 W_{\text{NO}_x} F_{\text{NO}_x} G_{\text{O}_2},$$

$$G_{\text{CO}} = 0.000966 W_{\text{CO}} F_{\text{CO}} G_{\text{O}_2},$$

$$G_{\text{CH}} = 0.000478 K_x W_{\text{CH}} F_{\text{CH}} G_{\text{O}_2},$$

де W_{NO_x} , W_{CO} , W_{CH} - виміряні об'ємні концентрації шкідливих речовин в млн^{-1} ;

F_{NO_x} , F_{CO} - поправочні коефіцієнти на вологість повітря, підраховується за формулами:

$$F_{NO_x} = 1 + \left[\left(\frac{0.044G_T}{G_B} - 0.0038 \right) (7\varphi_a - 75) + 1.8 \left(0.0053 - \frac{0.116G_T}{G_B} \right) (T_0 - 302) \right]^{-1};$$

$$F_{CO} = 1 - \frac{1.85G_T}{G_B};$$

$F_{CH} = 0.000478$ для дизелів та $F_{CH} = 0.000485$ для двигунів з примусовим займанням;

$G_{O\bar{A}}$ - годинна витрата відпрацьованих газів, визначається як сума часових витрат палива G_t та G_B повітря в кг/год:

$$G_T = g_e N_e;$$

$$G_B = 14.3G_T \alpha_\Sigma;$$

K_x - коефіцієнт, що враховує метод хімічного аналізу змісту вуглеводнів ($K_x = 1$ при плазмово-іонізаційному методі і $K_x = 2$ при інфрачервоному методі);

φ_a - абсолютна вологість повітря в ресивері двигуна, підраховується за формулою в г / кг

$$\varphi_a = 6.21\varphi p_h / (B_0 - 0.01\varphi p_h);$$

B_0 - барометричний тиск, кПа;

φ - відносна вологість атмосферного повітря, %;

p_h - парціальний тиск водяної пари у вологому повітрі, знаходиться в залежності від температури T і відносній вологості φ за графіком, наведеним на рисунку 2.1.

Питомі викиди розглянутих компонентів ВГ в г/(кВт·год), розраховуються за формулою:

$$g_i = \frac{\Sigma(G_i K_{Bi})}{\Sigma(N_e K_{Bi})};$$

де G_i - масові викиди шкідливих речовин в г/год на кожному режимі роботи двигуна;

K_{Bi} - коефіцієнти вагомості кожного з режимів;

N_e - ефективна потужність на кожному режимі. T °С

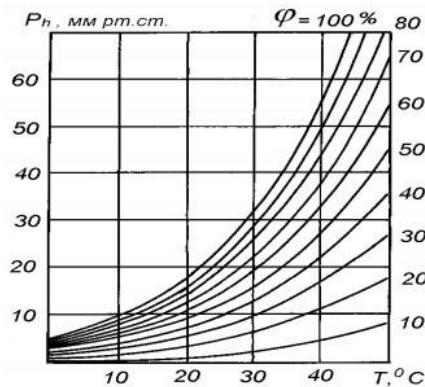


Рис. 1.1. Графік для визначення парціального тиску водяних парів в повітрі

Принцип розрахунку питомого викиду частинок аналогічний розглянутому вище розрахунку масового викиду шкідливих речовин. Результати вимірів вважаються дійсними, якщо випробування проводилися при параметрах навколишнього повітря, які не виходять за певні межі. Коефіцієнт, що відображає стан повітря повинен бути в межах

$$0,96 \leq F \leq 1,06;$$

де F - коефіцієнт, підраховується за формулою:

$$F = \left(\frac{99}{P_{OpH}}\right)^A \left(\frac{T}{298}\right)^B ;$$

де A і B - показники ступеня, рівні:

$A = 1$ і $B = 0,1$ для ДВЗ без наддуву і з механічним наддувом;

$A = 0,7$ і $B = 1,5$ - для ДВЗ з турбонаддувом як з охолодженням наддувочного повітря, так і без охолодження.

У технічній літературі часто зустрічається одиниця виміру шкідливих речовин г/м^3 . В цьому випадку для перерахунку до об'ємних концентрацій в ppm слід використовувати переводний коефіцієнт:

$$K = 10^3 \frac{22.4}{M};$$

де M - молекулярна маса речовини, г/м^3 .

У таблиці 2.1. наведені значення M і K для деяких газів.

Згідно з діючими нормативними документами результати випробувань ДВЗ на утримання в ВГ шкідливих речовин повинні надаватися у вигляді звіту, який повинен містити наступну інформацію [16]:

- докладний опис об'єкта випробувань (тип і позначення ДВЗ, виробник, номінальну потужність і відповідну їй частоту обертання);
- опис приладу, за допомогою якого проводилися виміри (тип і модель приладу, виробник);
- умови випробувань (температура, тиск, відносна вологість повітря);
- параметри роботи двигуна під час проведення випробувань (потужність, частота обертання, температура і тиск відпрацьованих газів на вході в газоотводний зонд);
- результати випробувань.

Таблиця 1.1. Коефіцієнти перерахунку значень концентрацій газів з г/м^3 в ppm.

Газ	Молекулярна маса, M (г/м^3)	Коефіцієнт перерахунку, K
Оксид азота NO	30	747
Диоксид азота NO ₂	46	487
Оксид вуглецю CO	28	800
Диоксид вуглецю CO ₂	44	509
Диоксид сірки SO ₂	64	350

Кисень O ₂	32	700
-----------------------	----	-----

Безпосереднє вимірювання вмісту шкідливих компонентів здійснюється за допомогою проведення хімічного аналізу проби ВГ в приладах, спеціально створених для цієї мети. Вибір приладу залежить від виду речовини, концентрацію якої треба вимірювати. Пояснюється це селективністю хімічного аналізу, тобто спрямованістю впливу на той чи інший компонент. Це говорить про те, що вимір кожної шкідливої складової ВГ можливо конкретними методами хімічного аналізу. Слід зазначити, що існують так звані універсальні газоаналізатори виробництва Японії, США, Австрії, які дозволяють вимірювати концентрації в ВГ не тільки нормованих речовин, але і деяких інших, наприклад, CO₂, SO₂, O₂ [18].

РОЗДІЛ 2

Розрахункова оцінка токсичності відпрацьованих газів при роботі двигуна на паливо-повітряної суміші

Як об'єкт дослідження використовуємо комбайновий чотирициліндровий, рядний дизель СМД-17Н (рис. 2.1.), з турбонаддувом, із рідинним охолодженням, оснащений паливним насосом Motorpal PP4M10U1f-4214 (Чехія). Двигун має наступні характеристики: номінальна потужність $N_e = 74$ кВт номінальна частота обертання $n = 1800$ хв⁻¹, питома ефективна витрата палива на номінальному режимі $g_e = 230$ г/кВт·год. Система пуска дизеля – електричний стартер. Тиск масла в головній магістралі мастильної системи дизеля при сталому режимі роботи і температурі охолоджуючої рідини 80-95 °С МПа (кгс/см²) при номінальній частоті обертання складає 0,25–0,45 (2,5–4,5).



Рисунок 2.1. Загальний вигляд дизельного двигуна СМД-17Н

Дослідження, проведені на стенді з дизелем СМД-17Н, мали цілком певну й головну мету - отримання кількісної та якісної оцінки впливу добавки стисненого повітря в паливо на показники токсичності і димності ВГ при роботі двигуна при навантажувальній характеристиці. Однак при цьому залишити без уваги особливості протікання робочого циклу було б великою помилкою, оскільки утворення шкідливих речовин безпосередньо пов'язано з процесами сумішоутворення і горіння палива. З цієї причини зазначені екологічні показники розглядалися в діалектичному зв'язку з параметрами робочого процесу.

Випробування проводимо на одному циліндрі, обладнаному змішувачем палива і повітря, спочатку на звичайному рідкому паливі, а потім при роботі двигуна на паливо-повітряну суміш. Для можливості зіставлення отриманих результатів навантажувальні режими в обох випробуваннях прагнули підтримувати однаковими. Як показник навантаження використовували середній індикаторний тиск p_i , тому що воно на відміну від середнього ефективного тиску практично не залежить від механічного ККД двигуна. Згідно середніх даних за чотирма лабораторними роботами величина цього ККД

змінюється від 0,18 на холостих обертах до 0,8 на номінальному режимі. На захист обраного показника навантаження слід зазначити, що P_i багато в чому характеризує ступінь досконалості внутрішньоциліндрових процесів, протягом яких якраз і відбувається утворення токсичних компонентів. На підставі попередніх випробувань були встановлені чотири режими роботи двигуна для детального дослідження з середніми арифметичними значеннями P_i , рівними: 0,41; 0,43; 0,48 і 0,6 МПа. Останній режим відповідав індикаторної потужності 18,18 кВт, що близько номінального режиму роботи двигуна. Інші параметри зазначених режимів наведені в таблиці 2.1.

Особливу увагу заслуговує коефіцієнт надлишку повітря α , який визначає головним чином умови горіння палива. Вже неодноразово зазначалося, що зі збільшенням α поліпшуються умови горіння, скорочується його тривалість і все це разом позитивно позначається на змісті оксидів азоту і димності ВГ. На рисунку 2.2 показана залежність α від P_i при випробуванні двигуна по навантажувальній характеристиці. Дані для побудови цієї залежності отримані шляхом обробки прямих вимірів витрати повітря і палива по викладеній вище методикою. Спостерігаємо на графіку зменшення коефіцієнта надлишку повітря зі збільшенням навантаження (циклової подачі палива), що є загальновідомим фактом [14, 17], але в даному випадку падіння α представляється надмірно різким. Пояснюється це тим, що двигун СМД-17Н без наддуву і, отже, коефіцієнт надлишку повітря однозначно визначається тільки циклової подачею палива, яка збільшується з ростом навантаження, а витрата повітря практично залишається без зміни. Останнє твердження непрямо підтверджується малию розбіжністю α при роботі двигуна на чистому паливі і паливі, насиченому стисненим повітрям. Інакше кажучи, робота дизеля на паливо-повітряній суміші не впливає на основні витрати палива і повітря.

Таблиця 2.1. Параметри режимів роботи двигуна

Параметр	Номер режима
----------	--------------

	1	2	3	4
Середій індикаторний тиск P_i , МПа	0,41	0,43	0,48	0,60
Ефективна потужність, N_e , кВт	8,70	9,64	11,35	14,91
Індикаторна потужність, N_i , кВт	12,43	13,03	14,55	18,18
Механічний ККД, η_M	0,70	0,74	0,78	0,82
Ефективна витрата палива g_e , г(кВт год)	343	319	282	279
Годинна витрата палива G_T , кг/год	2,98	3,08	3,20	4,16
Годинна витрата повітря G_B , кг/год	286,54	213,62	147,66	110,28
Коефіцієнт надлишку повітря α	6,71	4,84	3,22	1,85

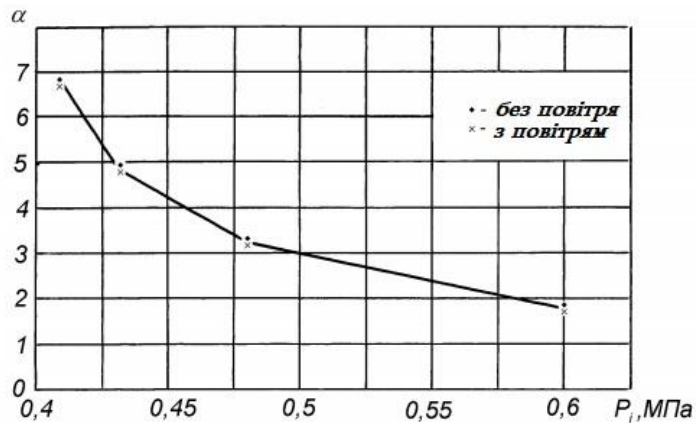


Рисунок 2.2. Зміна коефіцієнта надлишку повітря при роботі двигуна по навантажувальній характеристиці

Про добавку повітря в паливо на вміст токсичних складових ВГ дає уявлення таблиця 2.2, де наведені середні результати прямих вимірювань п'яти зареєстрованих газоаналізатором «АВТОТЕСТ - 02.03П» компонентів.

Таблиця 2.3. Емісії компонентів ВГ, отримані при випробуванні дизеля СМД-17Н

Середній індикаторний тиск, МПа	Компоненти відпрацьованих газів				
	СО, %	СН, ppm	NOx, ppm	СО ₂ , %	О ₂ , %
0,41	<u>0,012</u>	<u>25,66</u>	<u>195</u>	<u>20</u>	<u>22,90</u>
	0,011	25,60	193	20	20
0,43	<u>0,033</u>	<u>21,39</u>	<u>273</u>	<u>20</u>	<u>20,89</u>
	0,030	19,64	270	20	20

0,48	<u>0,054</u>	<u>15,00</u>	<u>310</u>	<u>20</u>	<u>20,37</u>
	0,051	12,30	193	20	20
0,60	<u>0,060</u>	<u>9,00</u>	<u>962</u>	<u>20</u>	<u>17,80</u>
	0,055	7,40	808	20	20
У чисельнику емісія ВГ без подачі повітря, в знаменнику – з подачею повітря					

Порівняльний аналіз цих результатів дозволяє зробити наступні очевидні висновки:

- на малих і середніх навантаженнях добавка повітря мало відчувається, тому що виміри при випробуванні двигуна на чистому паливі і паливо-повітряній суміші практично не відрізняються один від одного. Їх розбіжності вкладаються в довірчий інтервал з ймовірністю 95%;

- добавка повітря в паливо дає найбільший ефект зниження токсичності ВГ на навантаженнях близьких до номінального режиму, тобто на режимах найбільш характерних для суднових ДВЗ;

- зі збільшенням навантаження на двигун вихід токсичних продуктів згоряння зростає незалежно від виду використовуваного палива.

У цілому ці висновки добре узгоджуються з попередніми теоретичними положеннями, викладеними в розділі 3. Їх суть полягає в тому, що на утворення токсичних компонентів ВГ істотно впливає коефіцієнт надлишку повітря: зниження цього коефіцієнта неминуче призводить до збільшення емісії токсичності ВГ. Доказом цієї залежності служать криві, суміщені на рисунку 2.3, які підтверджують наявність зазначеної закономірності і не вимагають додаткових пояснень.

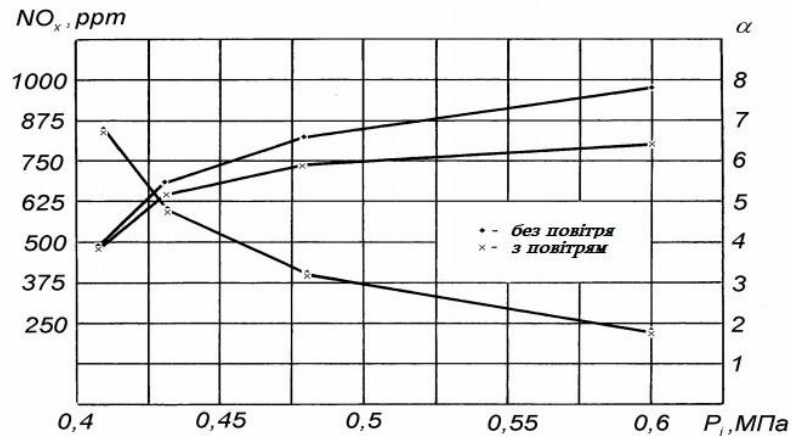


Рисунок 2.3. Поєднані залежності для оксидів азоту і коефіцієнта надлишку повітря при роботі дизеля СМД-17Н по навантажувальній характеристиці

Разом з тим маємо роз'яснення з приводу відмінностей у викидах оксидів азоту двигуна, що працює на чистому рідкому паливі і на паливі з добавкою повітря. Очевидно, що ці відмінності пов'язані з участю кисню додаткового повітря в реакціях окислення палива. З урахуванням додаткового повітря зростає коефіцієнт надлишку повітря і природно знижується максимальна температура згорання. В кінцевому підсумку, все разом узяте призводить до зниження викиду NO_x . Непрямим свідченням цього твердження є показники на рисунку 2.4 залежно для вільного кисню, що міститься в ВГ. Навіть побіжного погляду на цей малюнок досить, щоб побачити збільшений вміст кисню у відпрацьованих газах при роботі двигуна на паливо-повітряній суміші. Це збільшення є не що іншим, як наслідком надмірної кількості повітря, що бере участь в процесі горіння палива і подане в камеру згорання разом з паливом.

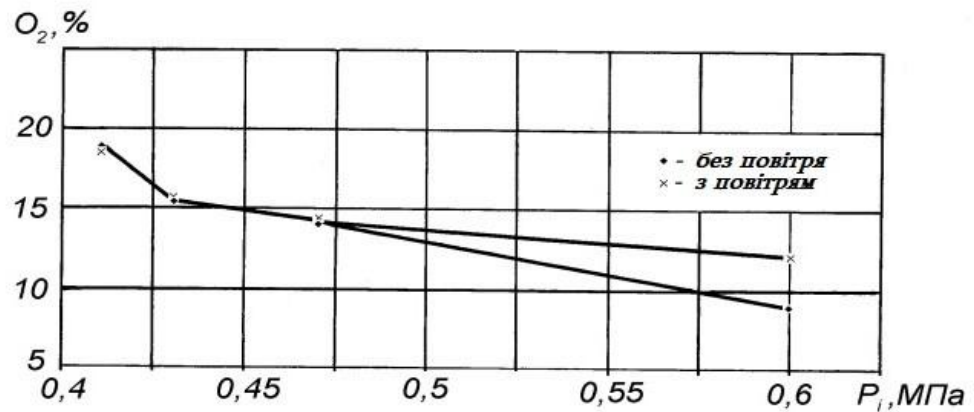


Рисунок 2.4. Вміст вільного кисню в відпрацьованих газах

У випадку з двигуном СМД-17Н гранична норма викиду NO_x становить

$$g_{NO_x} = 44n^{-0.23} = 44 \cdot 630^{-0.23} = 9.99 \text{ г/(кВт год)}$$

Тим часом, результати по викидах оксидів азоту, зафіксовані під час випробування двигуна, представлені в *ppm*. Для перерахунку результатів стендових випробувань до значень питомих викидів скористаємося методикою, викладеної в першому розділі. Саме для режиму з $P_i = 0,6$ МПа, ефективної потужності $N_e = 14,91$ кВт і роботі двигуна на чистому паливі викиди NO_x відповідно до згаданої методики складуть

$$g_{NO_x} = \frac{G_{NO_x}}{N_e} = \frac{160.82}{14.91} = 10.78 \text{ г/(кВт год)},$$

де G_{NO_x} - годинний викид оксидів азоту, підраховується за формулою

$$G_{NO_x} = 0,001587 W_{NO_x} F_{NO_x} G_{O\bar{A}} = 0.001587 \cdot 962 \cdot 114.44 = 160.74 \text{ г/год}$$

У цій формулі:

W_{NO_x} - виміряна об'ємна концентрація оксидів азоту, $W_{NO_x} = 962 \text{ ppm}$;

$G_{I\bar{A}}$ - годинна витрата відпрацьованих газів, визначається сумою часових витрат палива G_T і повітря G_B . За розрахунками на підставі прямих вимірів $G_T = 4,16$ кг/год, $G_B = 110,28$ кг/год, тоді

$$G_{I\bar{A}} = 4,16 + 110,28 = 114,44 \text{ кг/год},$$

F_{NO_x} - поправочний коефіцієнт на вологість повітря

$$F_{NO_x} = 1 + \left[\left(0.044 \frac{G_T}{G_B} - 0.0038 \right) (7\varphi_\alpha - 75) + 1.8 \left(0.0053 - 0.116 \frac{G_T}{G_B} \right) (T_0 - 302) \right]^{-1} =$$

$$= 1 + \frac{1}{\left(0.044 \frac{4.16}{110.28} - 0.0038 \right) (7 \cdot 824.92 - 75) + 1.8 \left(0.0053 - 0.116 \frac{4.16}{110.28} \right) (292 - 302)}$$

$$= 0.92,$$

де φ_α - абсолютна вологість повітря, підраховується за формулою

$$\varphi_\alpha = \frac{621 \varphi p_h}{B_o - 0.01 \varphi p_h} = \frac{621 \cdot 83 \cdot 1.6}{101.3 - 0.01 \cdot 83 \cdot 1.16} = 824.92 \text{ г/кг};$$

T_0 - температура повітря на вході в двигун,

$$T_0 = 19 + 273 = 292 \text{ К}.$$

У формулу для φ_α входять наступні величини:

B_o - барометричний тиск, $B_o = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101,3 \text{ кПа}$;

φ - відносна вологість атмосферного повітря, $\varphi = 83\%$;

p_h - парціальний тиск водяної пари у вологому повітрі, для температури $19 \text{ }^\circ\text{C}$ і відносній вологості знаходиться в залежності від температури T і відносній вологості $\varphi = 83\%$ за графіком, наведеним на рисунку 1.1, $p_h = 12 \text{ мм рт. ст.} = 1,6 \text{ кПа}$.

Таким чином, фактичні питомі викиди оксидів азоту перевищують граничну норму на $7,9\%$.

При використанні добавки повітря в паливо об'ємна концентрація оксидів азоту $W_{NO_x} = 808 \text{ ppm}$, в перерахунку ця величина еквівалентна питомому викиду $g_{NO_x} = 9,05 \text{ г / (кВт год)}$, що вже не перевищує граничну норму. Разом з тим, порівняння отриманих значень питомих викидів NO_x між собою свідчить про те, що добавка повітря в паливо дозволяє зменшити викиди оксидів азоту на 16% до $9,05 \text{ г / (кВт год)}$, з $10,78$ при роботі на чистому паливі.

Менш очевидною стає перевага за викидами оксидів азоту при живленні двигуна паливо-повітряної сумішшю на режимах малих навантажень. На цих

режимах розбіжність між величинами виходу NO_x при роботі двигуна на чистому паливі і паливі з добавкою повітря знаходиться в межах похибки вимірювань, яка для газоаналізатора «АВТОТЕСТ - 02.03П» становить $\pm 5\%$.

Зменшення оксидів азоту в відпрацьованих газах за рахунок добавки повітря в паливо пов'язане, перш за все, з поліпшенням якості розпилювання. Справа в тому, що при подачі стисненого повітря в паливо в момент його подачі створюються додаткові умови, що сприятливо впливають на тонкість і однорідність розпилювання. Ці умови обумовлені наявністю в паливі бульбашок повітря, які послаблюють сили поверхневого натягу і внутрішнього зчеплення палива. Інакше кажучи, бульбашки повітря, що знаходяться в паливній струмені, служать внутрішніми збуреннями, які сприяють розпаду струменя на дрібні краплі вже при виході її з отвору розпилювача. Далі цей струмінь розширюється і подовжується, утворюючи паливний факел.

При використанні чистого палива без добавки повітря паливний факел являє собою компактну далеко неоднорідну за розміром частинок масу палива, що має велику швидкість і енергію. Далекобійність факела обмежується поглинанням його енергії опором від тиску середовища камери згорання. У випадку з добавкою повітря паливний факел складається з переміщених між собою крапель палива в бульбашок повітря. Через різної щільності палива і повітря поступальний рух такого факела супроводжується великими втратами енергії, оскільки більш легкі бульбашки повітря гальмують рух важких крапель палива. При цьому далекобійність паливного факела дещо скорочується, проте значно зростає його поперечний переріз. Остання обставина крім поліпшення мікроструктури паливного факела сприяє рівномірному розподілу палива по всьому об'єму камери згорання.

Так як розпилювання і утворення суміші сприяють процесу горіння, то вони істотно впливають на його перебіг. Відповідно до теорії ланцюгового займання М.М. Семенова, основні положення якої розглянуті раніше, займання палива починається з активних центрів окисної реакції. Якщо число таких центрів перевищує число обривів, то реакція стає саморозгінною, тобто досягає

швидкості, при якій настає самозаймання горючої суміші. Число осередків самозаймання залежить від кількості дрібних крапель і концентрації кисню. Всі ці фактори стимулює запропонований спосіб насичення палива стиснутим повітрям. Як встановлено вище добавка повітря в паливо дозволяє:

- забезпечити дрібне розпилювання, відповідно більш дрібні краплі палива швидше прогриваються і окислюються, тим самим збільшує число вогнищ самозаймання;

- зменшити в паливному факелі кількість зон з нестачею кисню через те, що факел розширюється в поперечному напрямку і більшу кількість повітря втягується в нього;

- бульбашки повітря, що знаходяться всередині паливного факела, служать додатковим джерелом кисню і новими вогнищами запалення.

В кінцевому підсумку всі перелічені фактори сприяють скороченню періоду затримки самозаймання, зниження максимального тиску циклу, зменшення швидкості наростання тиску при згорянні.

Повною мірою ефект від добавки повітря в паливо проявився в результатах випробування двигуна СМД-17Н на суміщених індикаторних діаграмах, наведених на рисунку 2.5. Видно, що при роботі дизеля на паливо-повітряній суміші згорання виходить відносно плавним, наближеним до Ізобарарного процесу. При цьому максимальний тиск циклу зменшився на 0,29 МПа або на 5,9 %, а зниження жорсткості склало 1,7 %. Встановити кількісне скорочення періоду затримки самозаймання не вдалося через малий масштаб індикаторних діаграм.

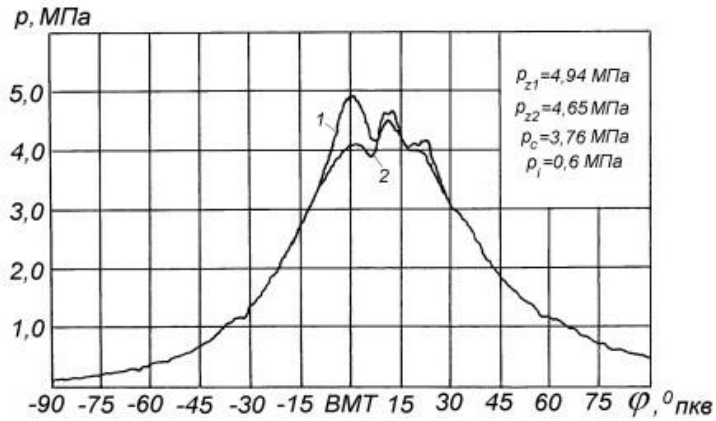
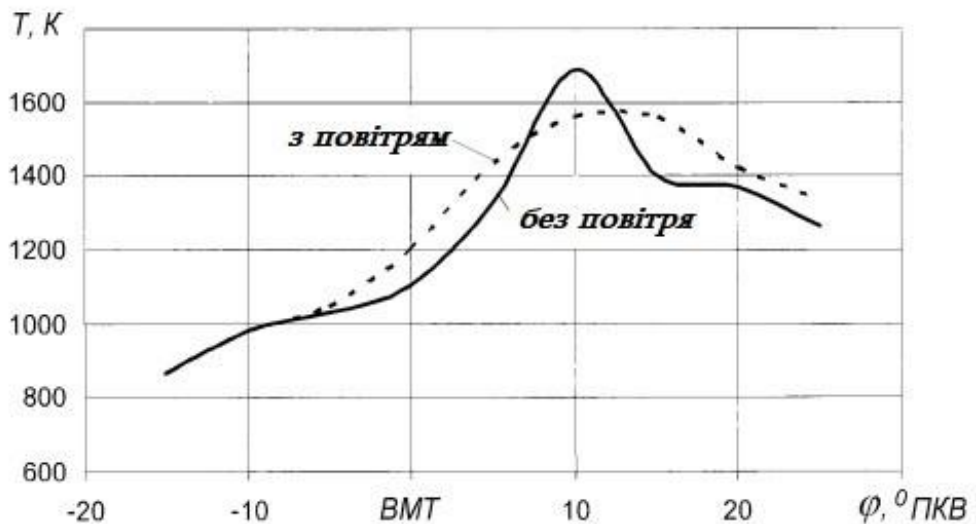
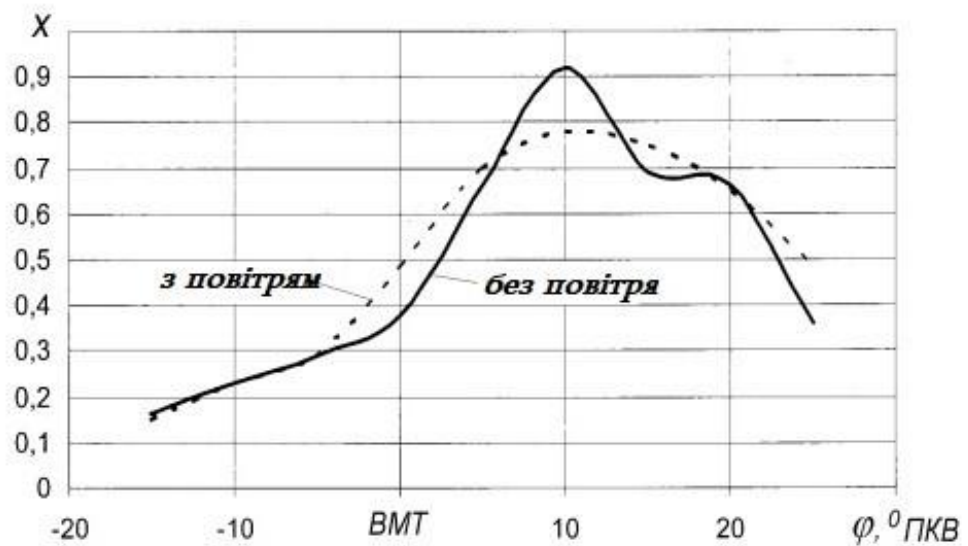


Рисунок 2.5. Індикаторні діаграми при роботі двигуна СМД-17Н на чистому паливі (1) і на паливо-повітряній суміші (2)

Ще одним аргументом на захист корисного ефекту від добавки повітря в паливо служать криві тепловиділення і поточні температури газів в циліндрі двигуна. В цілому вони характеризують горіння палива в циліндрі двигуна з точки зору теплового процесу, тому ними прийнято оцінювати не тільки досконалість циклу з позиції термодинаміки, але і кількість шкідливих речовин, що утворюються при цьому. На рисунку 2.6 представлені такі криві для обох варіантів випробування дизеля. Отримані вони розрахунком за програмою WARMIDI, яка спеціально розроблена для цієї мети на основі запропонованої спрощеної методики.



а)



б)

Рисунок 2.6. Криві тепловиділення (а) і температури газів (б) при роботі двигуна на чистому паливі і на паливі з добавкою повітря

При зіставленні між собою діаграми для NO_x , кривих тепловиділення і поточних температур напрошується твердження: зафіксоване зниження викидів NO_x в результаті добавки стисненого повітря в паливо є наслідком зменшення локальних високотемпературних зон. Відомо, що в таких зонах з високою температурою, що досягає 2400 - 2600 К і значно перевищує середню по камері згоряння, швидкість утворення оксиду азоту дуже велика. Інакше кажучи, найбільші концентрації NO смостерігаються саме в зонах з високою температурою. Підставою для цього твердження служать наступні очевидні факти:

- на початковому етапі горіння палива більш високі значення тепловиділення і температури газів характерні для роботи двигуна на паливі з добавкою повітря. Надалі виділення теплоти і зміна температури йде плавно без яскраво вираженого максимуму, властивому горінню чистого палива;

- робота двигуна на паливо-повітряній суміші забезпечує зниження максимальної температури циклу з 1689 до 1587 К, тобто зниження

температури склало 102 градуса. Так як вирішальний вплив на утворення оксиду азоту має максимальна температура, то зрозуміло, чому добавка повітря в паливо знижує концентрацію NOx в ВГ;

- процес основного горіння палива, головним чином визначає пряму реакцію утворення NOx, зміщується на лінію розширення. Максимум тепловиділення і температури газів спостерігається при 12 - 14 ° ПКВ після ВМТ, що на 2 - 4 ° більше, ніж при роботі двигуна на паливі без добавки повітря. Зсув на лінію розширення процесу згоряння зменшує жорсткість робочого процесу, скорочує час на перебіг прямої реакції утворення оксиду азоту та його загартування;

- додатковим фактором, що знижує максимальну температуру, є коефіцієнт надлишку повітря, який росте разом з подачею повітря в паливну систему високого тиску. Однак вплив цього додаткового повітря на утворення оксидів азоту, як встановлено раніше, не велика.

Розглянемо тепер вплив добавки повітря в паливо на утримання в ВГ оксиду вуглецю CO і вуглеводнів CH, які також вимірювалися під час випробування двигуна.

Утворення CO є результатом неповного окислення вуглеводневого палива і його розпаду. Недогорання безпосередньо пов'язано з неоднорідністю паливного факела, в обсязі якого локальний коефіцієнт надлишку повітря змінюється в досить широкому діапазоні від мінімального значення до максимального. Відповідно з'являються зони з недоліком повітря для згоряння, де як раз і відбувається інтенсивне утворення чадного газу. Все сказане безпосередньо свідчить про домінуючу роль коефіцієнта надлишку повітря, який є одним з основних параметрів, що визначають умови згоряння горіння палива і утворення шкідливих речовин.

Прикладом, що підтверджує значущість α , служать порівняння викидів CO в дизелях і бензинових ДВЗ. У дизелях вихід оксиду вуглецю в 3 - 4 рази менше лише тому, що у них горіння палива відбувається при $\alpha > 1,4$, а в бензинових ДВЗ склад горючої суміші на всіх режимах близький до

стехіометричної ($\alpha \approx 1,0$). Збільшення надлишку повітря покращує горіння палива, воно стає більш повним, при цьому скорочується його тривалість і, що найголовніше, позитивно позначається на утворенні СО. Результати замірів, виконані під час випробувань дизеля СМД-17Н і представлені у вигляді графіків на рисунку 2.7. повністю підтверджують обернено пропорційну залежність між викидами СО і коефіцієнтом надлишку повітря. Більш того, вони дозволяють говорити, що за рахунок збагачення паливних факелів додатковим повітрям вихід оксиду вуглецю зменшився до 0,054 % з 0,063 % при роботі двигуна на чистому паливі. Наведені відсотки служать доказом переваги від добавки повітря в паливо на утворення СО.

Однак слід зазначити, що, при надмірному насиченні палива повітрям процес згоряння затягується з відповідним погіршенням паливної економічності ДВЗ. Про це свідчить залежність для середньої індикаторної витрати палива, представлена на рисунку 2.8.

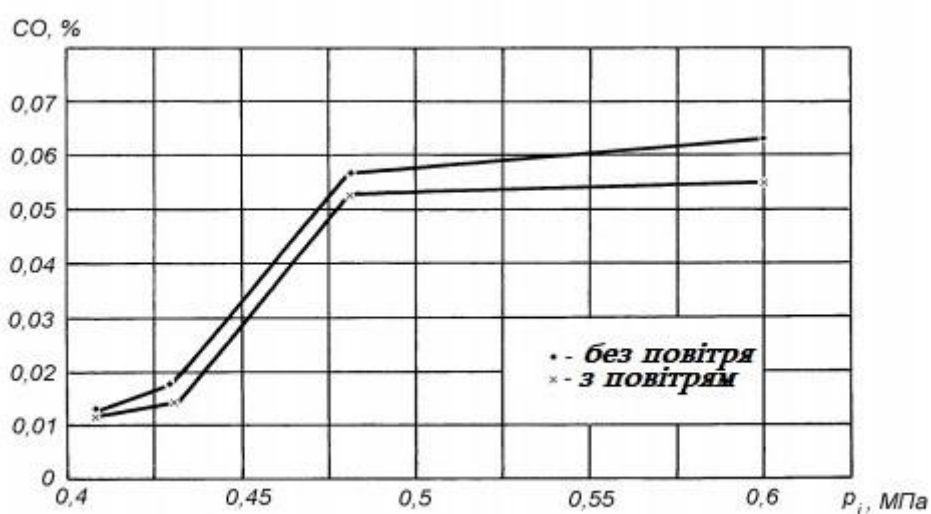


Рисунок 2.8. Зміст монооксиду вуглецю в ВГ дизеля СМД-17Н

Індикаторна витрата палива підраховується для всіх режимів за формулою

$$g_i = g_e \eta_M,$$

де g_e - питома ефективна витрата палива;

η_M - механічний ККД двигуна.

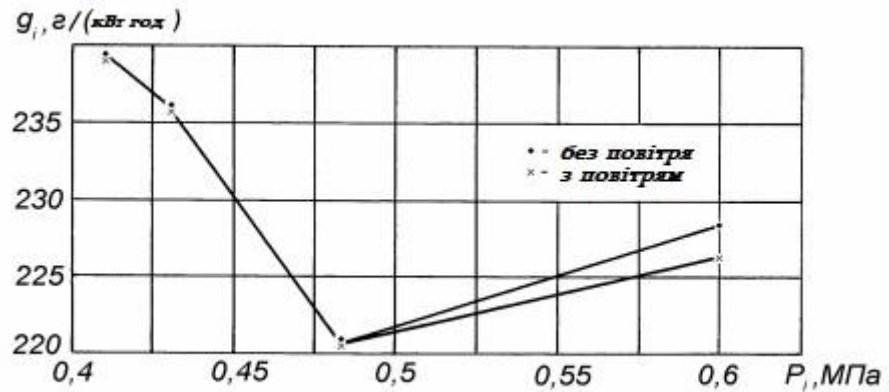


Рисунок 2.8. Залежності для питомої індикаторної витрати палива

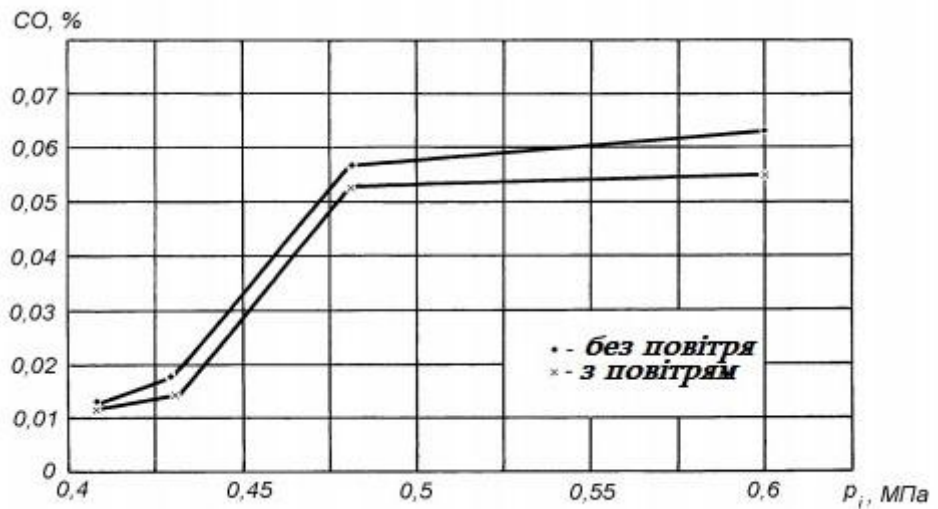


Рисунок 2.8. Зміст монооксиду вуглецю в ВГ дизеля СМД-17Н

Розгляд наведеної залежності $g_i = f(p_i)$ дозволяє зробити висновок про наявність мінімуму середньої індикаторної витрати палива, яка припадає на навантажувальний режим з $p_i \approx 0,48$, що відповідає $\alpha \approx 3,22$. При більшому значенні коефіцієнта надлишку повітря індикаторна витрата палива зростає.

Причина присутності вуглеводнів в ВГ ДВЗ пов'язана з відсутністю хімічної окисної реакції частини палива, що потрапило на поверхню камери

згоряння. Так як ці поверхні відносно холодні, то при зіткненні з ними палаючий паливний факел припиняє горіння, і в кінцевому підсумку паливо переходить з рідкого стану в газоподібний без горіння. Таким чином, вихід СН безпосередньо визначається далекобійністю паливних факелів, тобто глибиною проникнення вершини факела. При великій дальnobійності паливні факела пронизують всю камеру згоряння наскрізь, тому частина палива досягає холодних стінок. У загальному випадку далекобійність залежить від мікроструктури і форми паливного факела, величини циклової подачі і від протитиску середовища. Розглянемо вплив цих факторів на вихід СН більш детально і стосовно до отриманих експериментальним результатам, які представлені на рисунку 2.9.

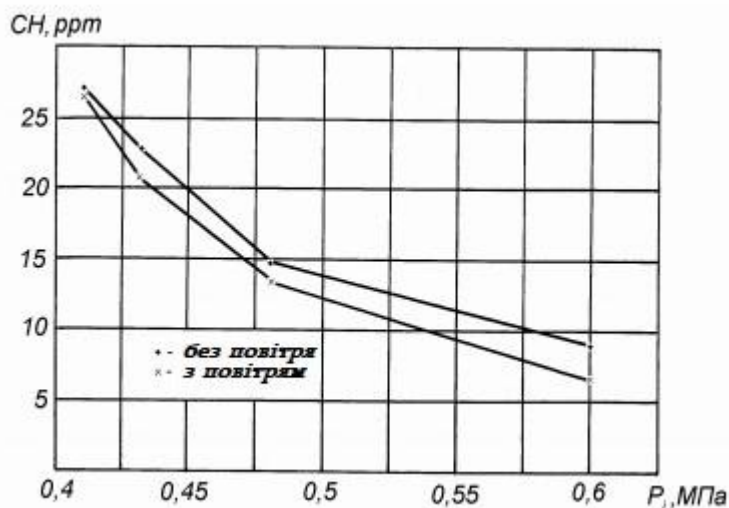


Рисунок 2.9. Зміст вуглеводнів в ВГ дизеля СМД-17Н

Збільшення циклової подачі при постійному тиску уприскування і незмінному протитиску природно призводить до зростання дальnobійності паливного факела. Однак на режимах випробування дизеля СМД-17Н циклічна подача палива збільшувалася у міру зростання навантаження з 0,158 до 0,220 г/цикл і, зрозуміло, відбилася на дальnobійності. Однак визнати її збільшення істотним навряд чи можна через малу величину $\Delta g_{\text{об}} = 0,062$ г/цикл. Протитиск, а простіше тиск в кінці стиснення P_c , створює опір поступальному руху

паливного струменя, тому зростання p_c перешкоджає поширенню паливного факела. Строго кажучи, у дизеля без наддуву і працюючого за навантажувальною характеристикою тиск p_c має залишатися постійним, але в нашому випадку ця закономірність не підтверджується. Наведені на рисунку 2.10 експериментальні криві показують, що зі збільшенням навантаження на двигун спостерігається невелике зростання p_c . У відсотковому відношенні це зростання мале і становить всього 17,5 %. Звідси можна зробити висновок: ні циклова подача, ні протитиск не могли чинити істотного впливу на далькобійність паливного факела, і, отже, вони не відносяться до домінуючих факторів утворення СН.

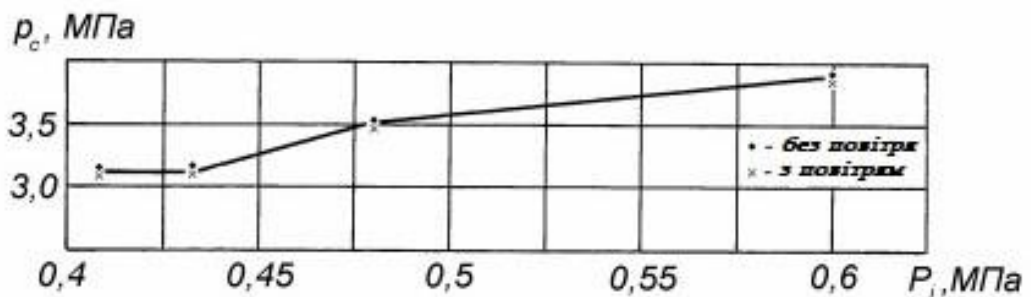


Рисунок 2.10. Залежність тиску кінця стиснення від навантаження

Більш значимими факторами, що впливають на далькобійність і відповідно на вихід вуглеводнів, залишаються мікроструктура і форма паливного факела. Як зазначено вище, добавка повітря в паливо робить розпилювання дрібнішим зі збільшеним поперечним перерізом паливного факела. При цьому далькобійність падає, відповідно зменшується ймовірність контакту палива зі стінками камери згоряння. Власне тільки цим можна пояснити помітне скорочення виходу СН з відпрацьованими газами при роботі двигуна на паливо-повітряній суміші.

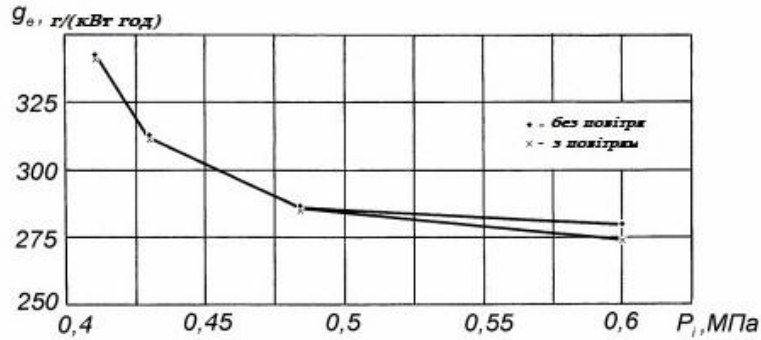


Рисунок 2.11. Зміна середньої ефективної витрати палива при роботі дизеля по навантажувальній характеристиці

У зв'язку з позитивним впливом добавки повітря в паливо на токсичність ВГ виникає питання про паливну економічність двигуна. Відповіддю на це питання є експериментально отримані залежності для питомої ефективної витрати палива g_e , які наведені на рисунку 2.11. Порівняльний аналіз цих графічних залежностей показує, що переклад дизеля з чистого палива на паливо з добавкою повітря призводить до зниження g_e на 5 г/(кВт год), тобто ефект по економії палива становить 1,8 %.

ВИСНОВКИ

Ще одним з компонентів ВГ є діоксид вуглецю CO_2 . Вміст вуглекислого газу в ВГ практично не залежить від того на якому паливі працює дизель: на чистому паливі або на паливо-повітряній суміші. Зазначена закономірність цілком з'ясовна, оскільки CO_2 є продуктом повного згоряння і його вихід визначається тільки величиною циклової подачі палива. Під час випробувань дизеля циклова подача змінювалася в порівняно малому діапазоні, то і вміст діоксиду вуглецю у відпрацьованих газах залишався майже незмінним.

Все викладене вище дозволяє констатувати: мета, поставлена на початку роботи і пов'язана зі зменшенням токсичності ВГ при одночасному поліпшенні паливної економічності за рахунок короткочасної подачі стисненого повітря в процесі впорскування палива, досягнута. Підтвердженням цьому є якісні та

кількісні результати експериментальних досліджень, проведених під час випробування дизеля з живленням через паливноповітряний змішувач. Багато в чому отримані результати підтверджують висунуті раніше теоретичні положення, згідно з якими насичення паливного факела бульбашками повітря викликає більш ефективне згорання в порівнянні зі звичайним факелом, що складається тільки з крапель палива.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гальшев Ю.В. Магидович Л.Е., Румянцев В.В. (2005). Топливные проблемы транспортной энергетики. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та.
2. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И.(2002). Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана.
3. Астахов И.В. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н.Голубков, В.И.Трусов и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
4. Бальян С.В. Техническая термодинамика и тепловые двигатели. / С.В. Бальян. – Л.:Машиностроение, 1973. – 304 с.
5. Гаврилов В.В. Испытание двигателя ЗЧ 17,5 / 24 по нагрузочной характеристике. Методические указания к лабораторным работам./В.В.Гаврилов, В.Б.Красильников. – Л.: ЛКИ, 1989. – 35 с.
6. Газоанализаторы многокомпонентные. Модификация «АВТОТЕСТ-02.03». Руководство по эксплуатации М 057.000.00 РЭ. Методика проверки М 047.000.00 МП. – Научно-производственная фирма «МЕТА». – 79 с.
7. Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х., Борисенков Е.Р., Гатауллин Н.А., Румянцев В.В. Повышение экологических показателей качества автомобильных дизелей КАМАЗ – основное направление их развития // Двигателестроение. – 2013, № 1. – с. 31-37.
8. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. / Д.Н.Вырубов, Н.А.Иващенко, В.И.Ивин и др.; Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

9. Заварыкин В.М. Численные методы: учебное пособие / В.М. Заварыкин, В.Г. Житомирский, М.П. Лапчик. – М.: Просвещение, 1990. – 176 с.
10. Крутов В.И., Марков В.А., Шатров В.И. и др. Определение оптимальных значений угла опережения впрыскивания топлива для дизелей транспортного назначения // Двигателестроение. – 1996, № 11. – с. 31- 32.
11. Лерман Е.Ю.Б Гладков О.А. Высококцентрированные водотопливные эмульсии – эффективное средство улучшения экологических показателей легких быстроходных дизелей // Двигателестроение. – 1986, № 10. – с. 35-37.
12. Марков В.А. Метод снижения токсичности отработавших газов дизелей транспортного назначения // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1993, № 10-12. – с. 74-83.
13. Марков В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А.Марков, Р.М.Баширов, И.И.Габитов – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
14. Марков В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А.Марков, Р.М.Баширов, И.И.Габитов и др. – Уфа: Изд-во Башкирского государственного аграрного университета, 2002. - 144 с.
15. Автомобільні двигуни: підручник. / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, І.І. Димченко. – К.: Арістей, 2006. – 476 с.
16. Парсаданов І.В. Наукові основи комплексного поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизелів вантажних автомобілів і сільськогосподарських машин : Автореф. дис ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / Ігор Володимирович Парсаданов; Нац. техн. ун-т "Харківський політехнічний інститут". – Харків, 2003 – 36 с.
17. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания /. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение 1981. - 160 с., ил.
18. Аналіз способів охолодження наддувочного повітря в двигунах / А.А. Андреев, О.В. Силіванов // Новітні технології енергомашинобудування та енергозбереження: студентська науково-технічна конференція. – Херсон: ХФ НУК, 2015.

АНОТАЦІЯ

Захист навколишнього середовища, якої не так давно приділяли мало уваги, поступово висунулася в число глобальних проблем людства. Вся справа в неконтрольованому споживанні вуглеводневих палив і викидів від їх використання. Постійне збільшення того і іншого вже викликає порушення природного процесу самоочищення біосфери і становить загрозу життю людини. Щоб зупинити цей процес, підписані міжнародні угоди, прийняті державні постанови і програми захисту навколишнього середовища від шкідливих викидів.

У країнах Європейського Союзу нормування викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами автомобільних дизелів здійснюється відповідно до Правил ЄЕК ООН № 49, які виходять з вимог Женевського Угоди 1958 г. За минулі роки ці правила неодноразово піддавалися істотному коригуванню, як за переліком нормованих шкідливих речовин, так і щодо посилення їх нормативів. Так, на етапі Євро-5, які діють з 2008 р, в порівнянні з вимогами Євро-3 (рік введення 2000) зниження викидів становить: по оксидам азоту ($x \text{ NO}$) - в 2,5 рази, по оксидах вуглецю (CO) - в 1,4 рази, по вуглеводнях (CH) - в 1,4 рази, по дисперсним часткам (РТ), включаючи сажу - в 5 разів. Згідно Євро-5 гранично допустимі викиди $x \text{ NO}$ обмежені величиною 2 г / (кВт год).

Актуальність проблеми. Зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами дизелів є комплексною проблемою, яка безпосередньо зачіпає паливну економічність. Безпосередньо з нею пов'язано кількість вуглекислого газу, що знаходить в атмосфері і визначає екологічний стан планети, тобто парниковий ефект. Діоксид вуглецю є продуктом повного згоряння палива, тому єдиний спосіб зниження його - це зменшення витрат палива. Таким чином, рішення зазначеної проблеми зводиться до пошуку компромісу між викидами і витратою палива. Саме тому будь-які технічні пропозиції, що дозволяють одночасно знизити шкідливі викиди і витрата палива, представляють певну значимість і заслуговують схвалення.

Науково-прикладною задачею, що вирішується в роботі, є поліпшення екологічних показників дизельних двигунів шляхом подачі стисненого повітря в період впорскування палива.

Об'єктом дослідження є аналіз розрахунку параметрів робочого процесу дизельного двигуна при подачі стисненого повітря в період впорскування палива.

Предметом дослідження є вирішення екологічної проблеми за рахунок зниження забруднюючих атомосферу викидів двигунів внутрішнього згорання.

Метою роботи є підвищення екологічних показників дизельного двигуна за рахунок подачі стисненого повітря в період впорскування палива.

Основні задачі дослідження:

- провести літературний аналіз щодо методів попередньої обробки впускного повітря, зробити огляд методів допускової обробки повітря;
- визначити ефективність подачі стисненого повітря для того щоб знизити вміст у відпрацьованих газах дизелів шкідливих речовин.

Методи дослідження. Використано системний підхід визначення впливу подачі стисненого повітря в період впорскування палива на вміст у відпрацьованих газах дизелів шкідливих речовин і на питому ефективну витрату палива.

Основні наукові результати та їхня новизна:

1. Установлено закономірності впливу подачі стисненого повітря на екологічні показники дизельних двигунів.
2. Розроблено спосіб подачі стисненого повітря в камеру згорання дизеля.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректною постановкою науково-прикладної задачі, позитивними результатами порівняльного аналізу запропонованих та існуючих технічних рішень.

Конкретна особиста участь авторів у проведенні аналізу та установлення впливу подачі стисненого повітря на екологічні показники дизельного двигуна, врахування отриманих закономірностей при розробці методичного забезпечення розрахунку схем для покращення екологічних показників дизеля при застосуванні подачі стисненого повітря в період впорскування палива.

Апробація роботи. Доповіді на всеукраїнських та міжнародних конференціях.

Наукові публікації. Результати наукової роботи представлені у наступних наукових публікаціях:

- Аналіз використання керованої подачі повітря в камеру згоряння дизельного двигуна як засіб зниження токсичності та димності відпрацьованих газів / //

Topical issues of the development of modern science. Abstracts of the 5th International scientific and practical conference. SPC "Sci-conf.com.ua". Sofia, Bulgarian;

- Аналіз зниження токсичності та димності відпрацьованих газів за рахунок керованої подачі повітря в камеру згоряння / Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика стан та проблеми». – Миколаїв: Видавець Торубара В.В., 2019.

Структура та обсяг роботи. Робота складається зі вступу, 2 розділів та висновків. Обсяг роботи становить 33 сторінок машинописного тексту, 12 рисунків, бібліографія з 18 найменувань.

Ключові слова: відпрацьовані гази, двигун внутрішнього згоряння, паливо, оксиди азоту.