

А. М. Левтеров, канд техн. наук
В. Д. Савицький
Н. Ю. Гладкова

Інститут проблем машинобудування
 ім. А. М. Підгорного НАН України,
 м. Харків,
 e-mail: dppp@ipmach.kharkov.ua

Ключові слова: дизельний двигун, біонафтове паливо, ефективна потужність, ефективний ККД, токсичність.

УДК 621.436

РОЗРОБКА МЕТОДІВ АДАПТАЦІЇ ДИЗЕЛІВ ДО БІОНАФТОВИХ ПАЛИВНИХ КОМПОЗИЦІЙ

Запропоновано теоретично обґрунтований метод компенсування втрат ефективної потужності дизеля внаслідок переходу на живлення біонафтовими паливними композиціями. Експериментально доведено, що підвищення потужності біодизельного двигуна до рівня базового дизеля супроводжується погіршенням екологічних показників, які все ж залишаються кращими за аналогічні показники дизельного прототипу. Проведено експериментальну перевірку визначених аналітично заходів зі зниження вмісту оксидів азоту та твердих частинок у відпрацьованих газах дизеля, що працює на сумішевому біонафтовому паливі.

Вступ

Використання ненафтової сировини поширює ресурси палив взагалі та дозволяє покращити екологічні характеристики енергетичних установок. Численні публікації свідчать про те, що за певного погіршення потужнісних та економічних показників роботи дизеля використання паливних композицій з вмістом ефірів рослинних олій суттєво знижує токсичність відпрацьованих газів двигуна [1-4]. Аналогічні результати отримані під час наших попередніх досліджень [5].

Повномасштабні експериментальні дослідження моторних властивостей сумішевого палива, біологічна складова якого є продуктом етанольної переестерифікації ріпакової олії, а мінеральна – дизельне паливо підвищеної якості (Євро) за ДСТУ 4840:2007, мають такі результати. Збільшення об'ємної частки біологічної складової у сумішевому паливі спричиняє поступове погіршення потужнісних та економічних показників дизеля. Ця тенденція призводить до зменшення номінальної ефективної потужності на 7%, максимального крутного моменту – на 4% і максимального ефективного ККД – на 8% під час роботи на суто біологічному паливі порівняно з відповідними показниками двигуна, що працює на нафтовому дизельному паливі. Водночас використання біонафтових паливних композицій замість мінерального палива покращує екологічні показники дизеля щодо рівня емісії діоксиду та оксиду вуглецю відповідно до 13 та 40%, оксидів азоту – до 20%, вуглеводнів, що не згоріли, – до 8 разів і більше, а також димності відпрацьованих газів (ВГ) – до 39%. Умовно оптимальні межі вмісту біопалива у бінарних сумішах складають 40–60% за об'ємом.

Завдяки теоретичним дослідженням робочого циклу біодизельного двигуна з'ясовано основні причини змін енергоекологічних показників дизеля, що відбуваються внаслідок переходу на живлення двигуна паливними сумішами з вмістом біологічної складової [6]. Так, порівняльний аналіз розрахункових індикаторних показників дизеля показав, що використання біонафтових паливних композицій знижує енергонаповнення циліндрів, а також дещо погіршує термодинамічну ефективність робочого циклу двигуна через зменшення швидкості тепловиділення та збільшення тривалості процесу згорання. Зазначені чинники погіршують енергетичні показники, але одночасно створюють передумови для покращання екологічних характеристик дизельного двигуна, що живиться біонафтовими паливними композиціями.

Метою роботи є підвищення рівня енергоекологічних показників біодизельного двигуна шляхом удосконалення методів його адаптації до бінарних паливних композицій.

Заради досягнення зазначеної мети необхідно виконати такі завдання:

- експериментальні дослідження обраного способу підвищення ефективної потужності дизеля, що працює на біонафтовому паливі, до рівня потужності базового двигуна та визначення впливу зазначеного підвищення на економічні та екологічні показники біодизельної енергоустановки;

- експериментальні дослідження визначених аналітично заходів з покращання екологічних характеристик дизеля, який живиться біонафтовими паливними композиціями, та визначення впливу зазначених заходів на потужнісні й економічні показники двигуна.

Аналіз можливості підвищення ефективної потужності біодизеля

Попередні дослідження [5] показали, що під час використання паливних сумішей з помірним вмістом біологічної складової (меншим за 60%) зниження ефективної потужності біодизельного двигуна не перевищує 3–5%, що в експлуатації може залишитись непомітним. Тому для досліджень обрані суміші з об'ємною часткою біопалива 60; 80; 100%, а як еталон використовується паливо без вмісту біологічної складової (нафтове дизельне паливо).

Як відзначалось вище, зменшення потужності біодизельного двигуна порівняно з базовим прототипом відбувається внаслідок зниження енергонаповнення циліндрів. Проте підвищити зазначене енергонаповнення можна за рахунок збільшення об'єму максимальної циклової дози палива, що в досить широких межах забезпечує паливний насос високого тиску (ПНВТ).

Задля розрахунку величин коефіцієнтів підвищення об'єму максимальної циклової дози палива, які забезпечать компенсування втрат енергонаповнення циліндрів біодизельного двигуна, необхідно проаналізувати фізико-хімічні властивості мінерального дизельного палива, біопалива та їх сумішей обраних складів (табл. 1).

Таблиця 1. Основні фізико-хімічні властивості сумішевих палив

Об'ємна концентрація біопалива в суміші, %	Цетанове число	Кінематична в'язкість за температури 40 °С, мм ² /с	Температура спалаху в закритому тиглі, °С	Густина за температури 15 °С, кг/м ³	Стехіометричний коефіцієнт, кг/кг	Найнижча питома теплота згоряння (масова), МДж/кг	Найнижча питома теплота згоряння (об'ємна), МДж/м ³
0 (дизпаливо Євро)	51,5	2,71	71	835	14,35	42,50	35488
60	–	–	–	861	13,38	39,61	34104
80	–	–	–	869	13,08	38,72	33648
100 (біопаливо)	~ 51	4,16	25–27	878	12,77	37,80	33188

Цетанове число біопалива практично дорівнює цьому показнику для нафтового дизельного палива підвищеної якості (Євро) (табл. 1), що дозволяє працювати дизельному двигуну без корекції налаштувань паливного насоса за використання паливних композицій будь-якого складу. За іншими фізико-хімічними властивостями біопаливо дещо відрізняється від товарного дизельного палива (табл. 1). Зокрема, біонафтове паливо має порівняно високу густину та в'язкість, а також нижчі за ці показники для мінерального палива стехіометричний коефіцієнт та найнижчу питому теплоту згоряння.

Як свідчить інформація, наведена в табл. 1, внаслідок збільшення частки біопалива в суміші знижується масова питома теплота згоряння палива (до 12,4% для стовідсоткового біопалива), що призводить до зменшення енергонаповнення циліндрів двигуна. Втім, завдяки більш високій густині біопалива та об'ємному дозуванню палива, що впорскується в циліндри дизельного двигуна, втрати з енергонаповнення частково компенсуються. Тобто без зміни налаштувань ПНВТ зниження енергонаповнення під час роботи на суміші без мінеральної складової дорівнює 6,93%. Ця величина отримана шляхом порівняння найнижчої об'ємної питомої теплоти згоряння дизельного палива та біопалива. Вона визначає необхідний ступінь підвищення об'ємної витрати або максимальної циклової дози сумішевого палива з вмістом біологічної складової 100% задля досягнення двигуном потужності дизельного прототипу. Таке підвищення циклової дози палива є цілком реальним завдяки резервним можливостям регулювань паливного насоса. До того ж, зробити це дозволяє і низьке значення стехіометричного коефіцієнта біопалива.

Розрахункові величини коефіцієнтів підвищення витрати паливних композицій з вмістом біологічної складової 60; 80; 100% і ступінь зміни мінімального значення коефіцієнта надлишку повітря наведено в табл. 2.

Таблиця 2. Зміни налаштувальних параметрів біодизельного двигуна для досягнення ефективної потужності дизельного прототипу

Об'ємна концентрація біопалива в суміші, %	Коефіцієнт підвищення витрати палива	Ступінь зміни мінімального значення коефіцієнта надлишку повітря
60	1,0406	0,961
80	1,0547	0,9481
100 (біопаливо)	1,0693	0,9352

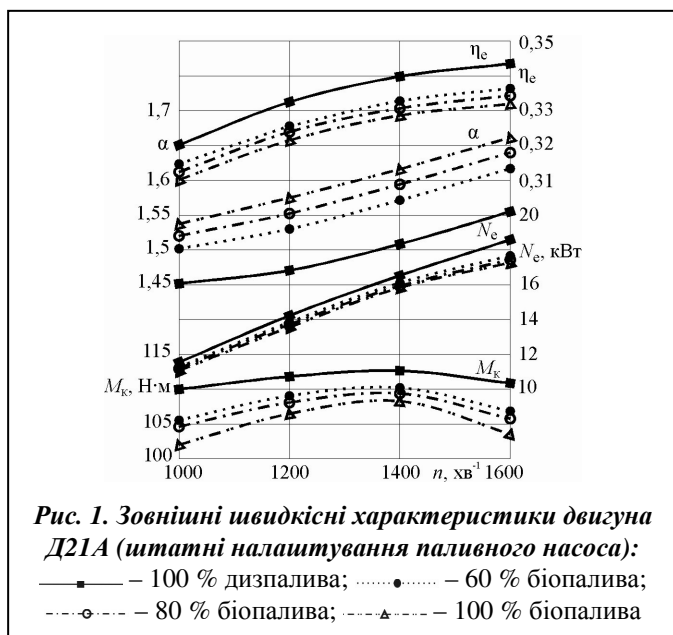
Практичне використання інформації, наведеної в табл. 2, здійснюється так. За штатних налаштувань ПНВТ знімається зовнішня швидкісна характеристика для певної паливної композиції з вимірюванням витрати палива та коефіцієнта надлишку повітря на режимі номінальної потужності. Для отримання нових налаштувань необхідно застосувати відповідні коефіцієнт підвищення та ступінь зміни. Переналаштування здійснюється шляхом збільшення максимальної циклової подачі палива, а нове значення коефіцієнта надлишку повітря є контрольним.

Результати експериментальних досліджень з підвищення ефективної потужності біодизельного двигуна

Об'єктом досліджень було обрано дизельний двигун широкого призначення Д21А (2Ч 10,5/12), що працював на паливних композиціях із зазначеними вище складовими.

Перед заходами з підвищення енергонаповнення циліндрів дизеля для кожного виду сумішевого палива, в тому числі за величини біодобавки, що дорівнює нулю (100% нафтового палива), без зміни штатних налаштувань паливного насоса знімалась серія характеристик, до якої включено зовнішню швидкісну, три навантажувальні (за частот обертання колінчастого вала 1200; 1400; 1600 хв⁻¹) та характеристику холостого ходу. Ця серія складає певний умовний цикл випробувань дизеля широкого призначення.

Як впливає з наведених на рис. 1 зовнішніх швидкісних характеристик двигуна Д21А, внаслідок збільшення об'ємної частки біологічної складової у сумішевому паливі спостерігається зменшення номінальної ефективної потужності $N_{e,ном}$ та максимального крутного моменту $M_{K,макс}$, яке для



суто біологічного палива досягає відповідно 6,5 та 4% порівняно з роботою на стандартному дизельному паливі. Зниження ефективності процесу згоряння, тобто погіршення ефективного коефіцієнта корисної дії (ККД) η_e , під час роботи на номінальному режимі не є суттєвим (до 3% для палива з вмістом біологічної складової 100%).

Більш відчутне зниження ефективного ККД спостерігається під час роботи дизеля за навантажувальними характеристиками. Наприклад, на режимі $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$ $\eta_{e,макс}$ для мінерального та стовідсоткового біопалива відрізняється на 7,5%, і не на користь останнього.

Підвищення номінальної ефективної потужності біодизельного двигуна до рівня дизельного прототипу починалось з паливної композиції, в якій вміст біопродукту складає

60%. Ця мета досягалась поступовим збільшенням енергонаповнення циліндрів шляхом підвищення максимальної циклової подачі палива насосом високого тиску до отримання потужності базового дизельного двигуна за частоти обертання колінчастого вала $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$. Наступним кроком експериментальних досліджень було отримання зовнішньої швидкісної характеристики на новому налаштуванні паливного насоса.

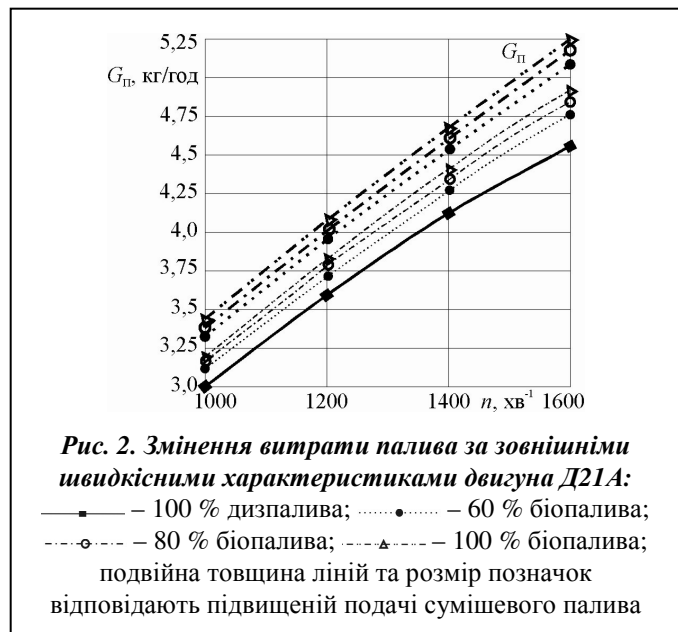
Далі повторювалась аналогічна робота для сумішевих палив з вмістом біологічної складової 80 та 100%.

Отримані зовнішні швидкісні характеристики з індивідуальним налаштуванням паливного насоса для кожного виду сумішевого палива свідчать про те, що поставлена мета досягнута. Для усіх досліджуваних паливних композицій, включаючи еталонну – суто мінеральне дизельне паливо, спостерігається ідентичність максимальних величин та закономірностей змінення не тільки ефективної потужності, а й крутного моменту. І лише ККД для кожного виду сумішевого палива має індивідуальні значення. Вони практично співпали з тими, що спостерігались під час отримання зовнішніх швидкісних характеристик за штатних налаштувань паливного насоса (рис. 1). Таким чином, за рівності ефективної потужності максимальне відставання ефективного ККД біодизельного двигуна на номінальному режимі від η_e дизельного прототипу залишається тим же – близько 3%.

Аналіз економічних показників не буде повним без надання порівняльних залежностей витрати палива від частоти обертання колінчастого вала дизеля під час роботи з максимальним навантаженням (зовнішні швидкісні характеристики) за штатних налаштувань паливного насоса високого тиску та підвищеної подачі сумішевого палива. Ці залежності (рис. 2) відповідають розрахункам, а величини зростання отриманих експериментально витрат сумішевого палива різного складу, необхідних для підвищення ефективної потужності біодизельного двигуна до рівня потужності дизельного прототипу, відрізняються від коефіцієнтів підвищення витрати палива (табл. 2) не більш як на 1%.

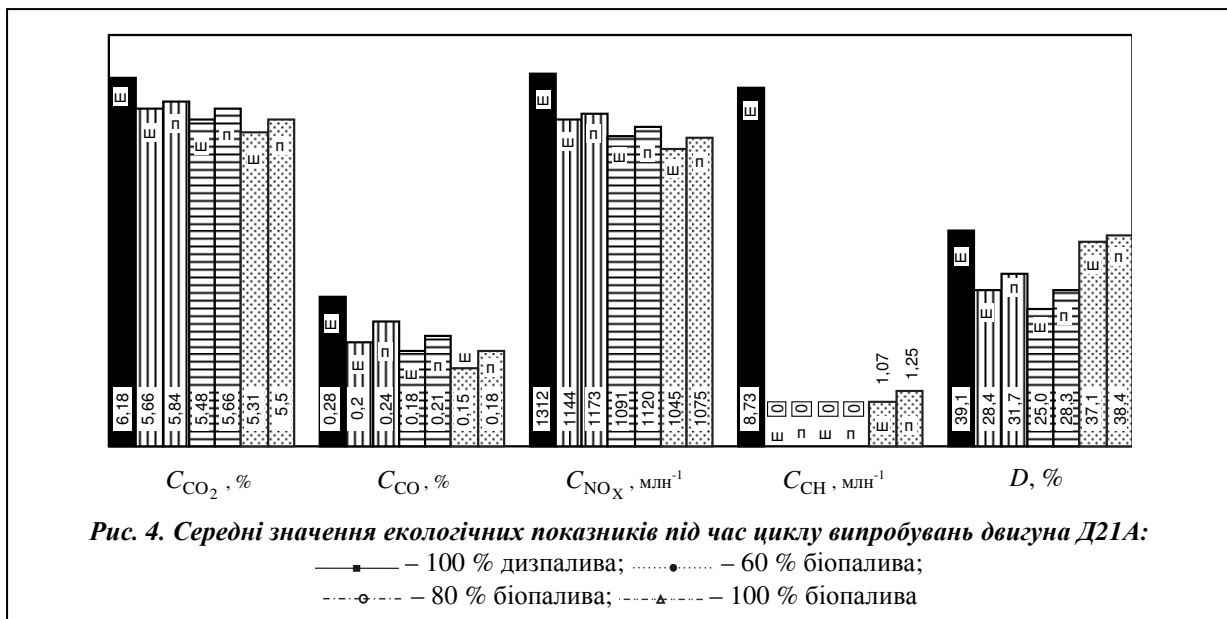
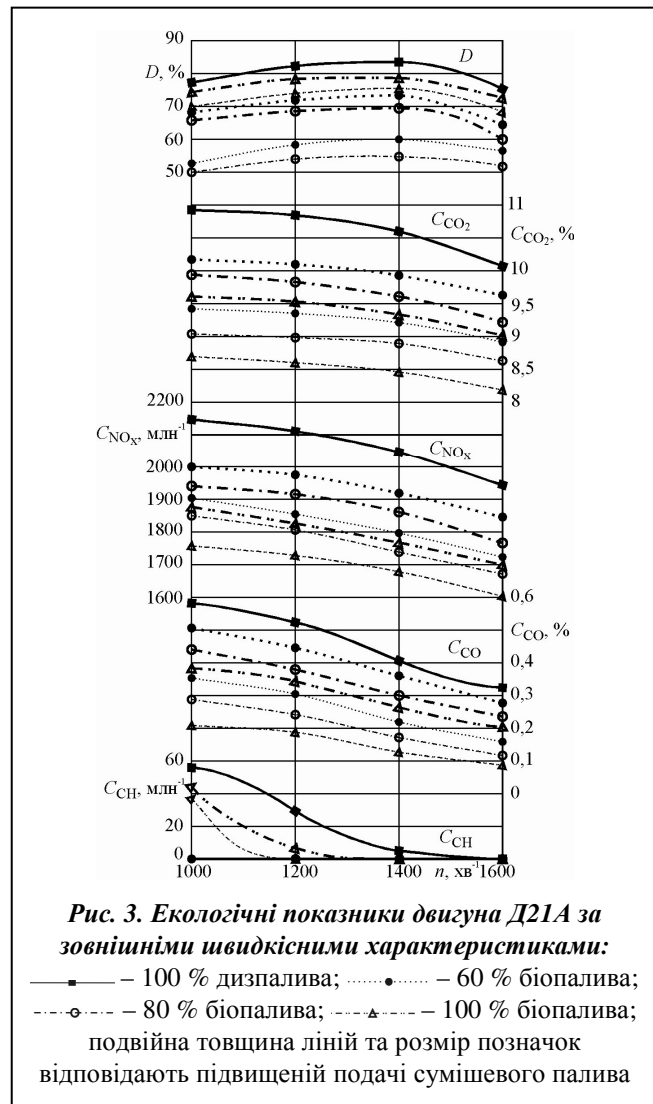
Під час аналізу екологічних наслідків підвищення потужності дизеля, що працює на сумішевих паливах, необхідно мати на увазі, що робота такого двигуна без максимального навантаження не змінює забруднення довкілля шкідливими речовинами порівняно з двигуном, в якому збережені штатні налаштування паливного насоса. І тільки під час роботи за зовнішніми швидкісними характеристиками, коли до циліндрів двигуна вприскується підвищена кількість палива, очікувалось погіршення екологічних показників біодизельного двигуна, що і довели експериментальні дослідження. Так, внаслідок переходу зі штатних налаштувань паливного насоса на підвищену подачу сумішевого палива спостерігається зростання вмісту у відпрацьованих газах біодизельного двигуна оксидів азоту до 6%, оксиду вуглецю – до 2,5 разів, вуглеводнів, що не згоріли, – до 27%, а діоксиду вуглецю – до 8% (рис. 3). Найгірше становище складається з димністю відпрацьованих газів – за роботи двигуна з підвищеною подачею палива її зростання може сягати 32% (рис. 3). А втім, навіть під час роботи біодизельного двигуна з підвищеною подачею палива і максимальним навантаженням його екологічні показники залишаються кращими за показники дизельного прототипу (рис. 3).

Безумовно, з наведених вище причин погіршення інтегральних екологічних показників буде не таким значним, як під час роботи за зовнішніми швидкісними характеристиками. Це підтверджує рис. 4, на якому наведені екологічні показники, оцінені шляхом усереднення під час умовного циклу випробувань, до якого входять робота дизеля за зовнішньою швидкісною характеристикою, трьома



навантажувальними та характеристиками холодного ходу для кожного складу сумішевого палива. З наведеної на рис. 4 інформації видно, що за підвищення подачі палива порівняно з роботою на сумішевих паливах без зміни налаштувань паливного насоса відбувається зростання вмісту у відпрацьованих газах усіх без винятку шкідливих компонентів. Максимальне погіршення екологічних показників спостерігається за роботи двигуна на суто біологічному паливі і складає щодо оксидів азоту 3%, діоксиду вуглецю 3,5%, димності відпрацьованих газів 13%, вуглеводнів, що не згоріли, 17% і оксиду вуглецю 21%. Останні два показники дуже низькі за абсолютною величиною і не є визначальними для дизельного двигуна, а викиди вуглеводнів, що не згоріли, взагалі спостерігаються тільки під час максимального навантаження, і тільки для суто біологічного палива. Тому цілком слушним буде висновок про те, що за зазначеного підвищення подачі біонафтового палива погіршення екологічних показників не є критичним.

Таким чином, підвищення потужності біодизельного двигуна шляхом збільшення енергонаповнення циліндрів супроводжується несуттєвим погіршенням екологічних показників, які залишаються кращими за аналогічні показники дизельного прототипу за рівнем викидів з ВГ діоксиду та оксиду вуглецю відповідно на 11 та 36%, оксидів азоту – на 18%, вуглеводнів, що не згоріли, – у 7 разів та більше і димності відпрацьованих газів – на 28%.



Теоретичні передумови покращання екологічних показників біодизельного двигуна

Вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля визначається специфікою організації робочого циклу цього типу двигунів. Так, у ВГ дизеля (а надто за використання біонафтових паливних композицій) дуже мало газоподібних продуктів неповного згоряння (оксид вуглецю та вуглеводні, що не згоріли), що обумовлено головним чином роботою з великими коефіцієнтами надлишку повітря. Натомість дизель має суттєвий рівень емісії оксидів азоту NO_x , величина якого не дуже відрізняється від аналогічного показника роботи бензинового двигуна. Радикальною відзнакою дизеля від інших типів двигунів є підвищена димність відпрацьованих газів або вміст у них твердих частинок (насамперед сажі).

Частка оксидів азоту у сумарних токсичних викидах (за еквівалентною токсичністю) складає 60–95% [1], решта належить переважно сажі із присутніми на її поверхні канцерогенними поліциклічними ароматичними вуглеводнями, серед яких і найбільш токсичний – бенз(а)пірен. Тобто екологічність дизеля визначається в основному вмістом у його відпрацьованих газах оксидів азоту та твердих частинок.

Потреба у покращанні екологічних показників може виникнути внаслідок підвищення ефективної потужності біодизельного двигуна, а також під час використання паливних композицій з помірним вмістом (40–60%) біологічної складової [5]. Доцільність застосування саме таких паливних сумішей може пояснюватись, з одного боку, економічними чинниками, а з іншого – тим фактом, що під час роботи дизеля на такому паливі зниження потужнісних та економічних показників не перевищує 3–5% [5]. Останнє свідчить про відсутність потреби у зміні налаштувань ПНВТ щодо максимальної циклової подачі палива.

Таким чином, передбачається покращання екологічних характеристик біодизельного двигуна шляхом зниження рівня емісії оксидів азоту та димності відпрацьованих газів для трьох видів паливних композицій за об'ємної частки біопалива 0; 40; 60%. При цьому паливна суміш з нульовим вмістом біологічної складової (мінеральне дизельне паливо) досліджується для порівняння.

Розв'язання цієї задачі певним чином ускладнюється тим, що на утворення оксидів азоту та твердих частинок (ТЧ) впливають суперечливі чинники. Тобто узгодженням параметрів дизеля неможливо отримати одночасно абсолютний мінімум як емісії оксидів азоту, так і димності ВГ. Мова може йти лише про те, щоб дійти деякого компромісу. Тому виробники дизельних двигунів додержуються однієї з таких концепцій [1]:

а) знижувати емісію NO_x шляхом узгодження параметрів робочого циклу, а тверді частинки видаляти вже з відпрацьованих газів;

б) зменшувати емісію твердих частинок шляхом узгодження параметрів робочого циклу, а NO_x нейтралізувати у ВГ;

в) визнати за критерій оптимізації паливну економічність (або інший параметр), організувати робочий цикл так, щоб досягався певний локальний мінімум емісії ТЧ та NO_x , а ті частки викидів цих токсичних компонентів, що перевищують чинні норми, видаляти з ВГ.

Незважаючи на те, що остання концепція більш поширена, ніж перші дві, має право на існування і концепція «а», але із застереженням, що приймаються одночасно два антагоністичні критерії оптимізації – емісія NO_x та ефективний ККД. Саме такий підхід, коли за суттєвого зниження рівня емісії оксидів азоту зменшення ефективного ККД залишається прийнятним, а боротьба з димністю ВГ здійснюється за допомогою фільтра твердих частинок, пропонується нижче.

За результатами аналізу численних публікацій, а також попередніх розрахунків та експериментів із відомих заходів з модифікації процесу згоряння задля зниження кількості NO_x у ВГ біодизельного двигуна для досліджень обрано такі:

- скорочення часу перебування горючої суміші в зоні пікової температури шляхом наближення моменту початку впорскування палива до верхньої мертвої точки (ВМТ);
- зменшення пікової температури у камері згоряння шляхом використання збіднених паливноповітряних сумішей.

Експериментальні дослідження обраних шляхів покращання екологічних характеристик біодизеля

Експериментальне оцінювання ефективності визначених аналітично способів, а також дослідження їх впливу на енергетичні параметри роботи біодизельного двигуна та димність ВГ проводилось в умовах випробувального стенда з дизельним двигуном Д21А, що працював на паливних композиціях із зазначеними вище складовими.

Крім експериментальної перевірки зазначених вище шляхів зниження кількості NO_x у ВГ біодизеля, дослідження в умовах моторного стенда мали за мету розробку відповідних заходів налаштувального характеру зі зниження рівня емісії оксидів азоту, а саме:

- оптимізація кута випередження впорскування палива (КВВП) θ в градусах повороту колінчастого вала (п.к.в.);
- оптимізація мінімальної величини коефіцієнта надлишку повітря (α_{min}).

При цьому умовами оптимізації було досягнення суттєвого зниження рівня емісії оксидів азоту (на 50% і більше) за прийняттого погіршення енергетичних параметрів двигуна та димності ВГ.

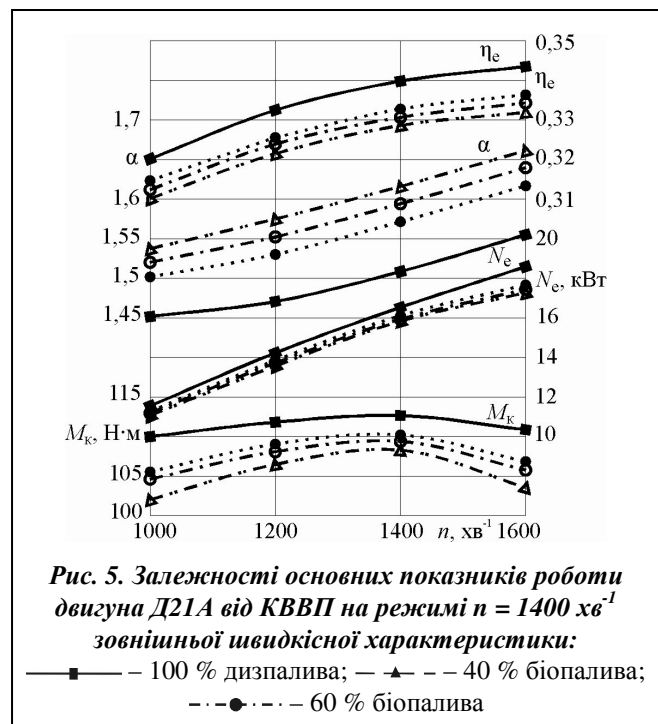
На першому етапі експериментальних досліджень вивчались залежності основних показників роботи дизеля, а саме, концентрації оксидів азоту C_{NO_x} у відпрацьованих газах, середнього ефективного тиску p_e , ефективного ККД η_e та димності відпрацьованих газів D , від кута випередження впорскування палива. Ці залежності отримано за штатних налаштувань паливного насоса високого тиску, що визначають величину циклової подачі палива, на режимі максимального крутного моменту зовнішньої швидкісної характеристики за частоти обертання колінчастого вала $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$ шляхом збільшення та зменшення кута θ відносно до оптимального за критерієм максимуму p_e .

Як впливає з графічної інформації, наведеної на рис. 5, для паливних композицій, що досліджувались, максимальним величинам середнього ефективного тиску (або крутного моменту МК, який є прямо пропорційним до p_e) та ефективного ККД відповідає кут $\theta = 21^\circ$ п.к.в. до ВМТ. За зменшення зазначеного кута ($\theta < 21^\circ$ п.к.в.) спостерігається істотне зниження рівня емісії NO_x (що і є метою цього дослідження), але за деякого підвищення димності ВГ. Перше відбувається через зниження максимальної температури циклу, а друге є наслідком зменшення періоду видимого згоряння.

Втім, вже за величини КВВП, яка дорівнює 15° п.к.в., до ВМТ ($\Delta\theta = -6^\circ$ п.к.в.) було виявлено тенденцію істотного погіршення показників роботи – зниження p_e та η_e , а надто підвищення димності ВГ (рис. 5). За цього значення кута θ змінення основних показників роботи біодизельного двигуна порівняно з роботою за штатних налаштувань θ (або кута, що є оптимальним за критерієм максимуму крутного моменту, який дорівнює 21° п.к.в.), становить:

- вміст оксидів азоту у ВГ для усіх варіантів паливних сумішей, що досліджувались, знижується понад 50%;
- потужнісні показники ре знижуються трохи більше ніж на 3%, а економічні η_e – менш ніж на 4%;
- димність відпрацьованих газів підвищується майже на чверть.

Із зазначеного дещо турбує становище з димністю відпрацьованих газів, проте і воно не суперечить викладеній вище концепції «а» із



застереженням. Отримані результати відповідають й умовам оптимізації кута θ , а саме – за суттєвого зниження рівня емісії NO_x (зменшення у 2 рази) погіршення потужнісних та економічних показників є прийнятним (до 4%). Тобто оптимальна величина КВВП становить 15° п.к.в. до ВМТ, а видалення твердих частинок з ВГ може здійснюватися за допомогою відповідного фільтра з достатньою ефективністю.

Другий етап випробувань присвячено дослідженню залежностей тих же показників роботи дизеля (C_{NO_x} , p_e , η_e та D), що і під час оптимізації КВВП, але від коефіцієнта надлишку повітря (α). Ці залежності отримано на режимі номінальної ефективної потужності зовнішньої швидкісної характеристики за частоти обертання колінчастого вала $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$ та штатного налаштування КВВП. Збільшення α_{min} здійснювалось шляхом зниження максимальної циклової подачі палива.

Як впливає з наведених на рис. 6 зазначених залежностей, тільки один показник має екстремум в досліджуваних межах α (1,54–2,7). Це ефективний ККД, що досягає максимальної величини за $\alpha \approx 2,1$ для усіх варіантів паливних композицій, що досліджувались.

За росту α середній ефективний тиск плавно знижується (рис. 6), що легко пояснюється зменшенням циклової подачі палива (або енергонаповнення циліндрів двигуна).

Щодо залежностей димності та вмісту у ВГ оксидів азоту, то тут на відміну від зазначеної у [1] (з посиланням на авторитетних дослідників) антагоністичності цих показників, за підвищення коефіцієнта надлишку повітря спостерігається їх одночасне зниження. Додає унікальності стану та обставина, що в інтервалі α від такої величини, яка відповідає штатним налаштуванням максимальної циклової подачі палива, до $\alpha \approx 2,1$ підвищується ефективний ККД (рис. 6).

Димність відпрацьованих газів дуже істотно знижується навіть за невеликого підвищення α . Так, внаслідок переходу з $\alpha = 1,54$ на $\alpha = 2,05$, що відповідає зниженню p_e на 25%, димність ВГ зменшується на 80% (рис. 6). Подальше зниження D зі збільшенням α відбувається менш інтенсивно. Такий характер залежності димності ВГ від α пояснюється покращанням якості сумішоутворення під час роботи двигуна з підвищеним надлишком повітря.

Ситуація з рівнем емісії оксидів азоту залежно від α радикально відрізняється від описаної вище. За незначного підвищення коефіцієнта надлишку повітря відбувається

дуже повільне зниження вмісту оксидів азоту у ВГ, і тільки за $\alpha > 1,8$ – $1,85$ (або $p_e < 80$ – 85% від $p_{e_{\text{max}}}$) інтенсивність зниження C_{NO_x} дещо зростає (рис. 6). Неістотне зниження рівня емісії оксидів азоту на режимах високих навантажень двигуна пояснюється тим, що основна маса NO_x утворюється протягом невеликого проміжку часу у першій фазі згоряння – періоді затримки займання (ПЗЗ) [1]. Тому за сталої витрати повітря підвищення подачі палива за межами ПЗЗ відносно слабо впливає на утворення NO_x . Подальше зниження рівня емісії оксидів азоту відповідає характеру зміни максимальної температури циклу з ростом α та залишається доволі повільним. Тому зниження C_{NO_x} , наприклад, на 50% досягається за $\alpha > 3$, а зменшення p_e при цьому складає понад 50%, що навряд чи можна вважати прийнятним.

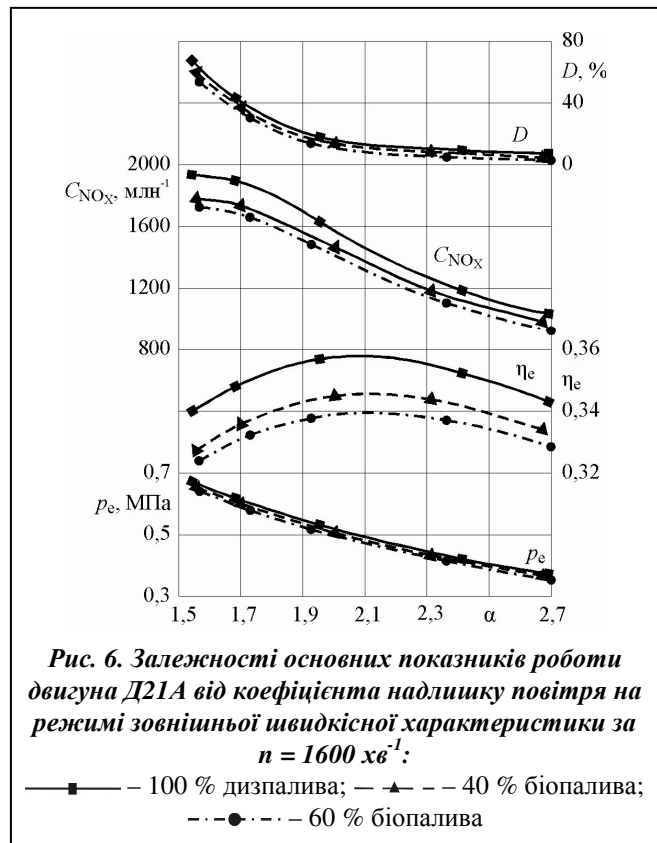


Рис. 6. Залежності основних показників роботи двигуна Д21А від коефіцієнта надлишку повітря на режимі зовнішньої швидкісної характеристики за $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$:
 —■— 100 % дизпалива; —▲— 40 % біопалива;
 - - -●- - - 60 % біопалива

Зважаючи на неможливість досягнення істотного зменшення рівня емісії оксидів азоту без відчутних втрат середнього ефективного тиску, оптимізація мінімальної величини коефіцієнта надлишку повітря не може розглядатися як самостійний захід. Її за невеликого зниження C_{NO_x} та істотного зменшення димності ВГ можна використовувати разом з іншими заходами, наприклад з оптимізацією кута θ .

Досліджувались два варіанти оптимізації α_{min} , які відрізняються величиною критерію оптимізації (C_{NO_x}). За варіантом I зниження концентрації оксидів азоту у ВГ складає 5%, а за варіантом II – 25% від величини C_{NO_x} , яка спостерігається за штатних налаштувань максимальної циклової подачі палива (або α_{min}). Оптимальні величини α_{min} для варіантів I та II складають відповідно 1,75 і 2,1. Відносні зміни основних показників роботи дизеля в середньому для усіх варіантів паливних композицій, що досліджувались (відмінність між відносними змінами відповідних показників для різних композицій не перевищує 1,5%), після оптимізації КВВП, оптимізації α_{min} за варіантами I та II, а також за цими варіантами водночас з оптимізацією КВВП наведено у табл. 3.

Таблиця 3. Відносні зміни основних показників роботи дизеля

Варіант оптимізації	Відносні зміни основних показників роботи дизеля, %			
	C_{NO_x}	D	p_e	η_e
Оптимізація КВВП	-51	+23	-3	-4
Варіант I оптимізації α_{min}	-5	-48	-11	+3
Варіант II оптимізації α_{min}	-25	-82	-27	+5
Варіант I оптимізації α_{min} сукупно з оптимізацією КВВП	-53	-36	-14	-1
Варіант II оптимізації α_{min} сукупно з оптимізацією КВВП	-63	-78	-29	+1

Інформація, наведена у табл. 3, підтверджує зазначене вище, а саме те, що обидва варіанти оптимізації α_{min} не можна розглядати як самостійні заходи зниження рівня емісії оксидів азоту. Проте використання варіанта I оптимізації α_{min} разом з оптимізацією кута θ знижує вміст NO_x у ВГ на 53%, тобто більш ніж у 2 рази, за практично незмінного ефективного ККД (-1%) та спричиняє зниження p_e і димності ВГ відповідно на 14 і 36%. За такого підходу зміни основних показників роботи двигуна можна вважати прийнятними за виключенням зниження рівня димності ВГ, що є недостатнім. Тому тверді частинки потрібно видаляти з відпрацьованих газів за допомогою спеціальних засобів, наприклад фільтра.

Дуже привабливим є одночасне використання варіанта II оптимізації α_{min} та оптимізації КВВП, яке за практично незмінного ефективного ККД (+1%) забезпечує зниження емісії NO_x на 63%, а димності ВГ – на 78%, тобто у 4,5 рази (див. табл. 3). Величина останнього показника дає змогу відмовитись від додаткового очищення ВГ спеціальними засобами. Єдиним, проте доволі істотним недоліком такого поєднання заходів є зниження потужнісного показника (p_e) на 29%. Тому використання такого комплексного заходу може бути виправданим за нагальної потреби в істотному зниженні токсичності ВГ, наприклад, під час роботи у закритих приміщеннях з обмеженою вентиляцією або зміни режиму роботи транспортного засобу з замського на міський. А це саме та ситуація, що нагадує про існування терміну «дворівневий двигун», який в дещо іншій інтерпретації наведено у праці [1]. На транспортному засобі з електронним керуванням двигуном водій перемикачем може свідомо змінити налаштування максимальної циклової подачі палива (або α_{min}) та кута θ і тим самим обмежити потужність, але забезпечити істотне зниження вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах.

Отже, експериментальні дослідження визначених аналітично шляхів зниження вмісту оксидів азоту у ВГ біодизельного двигуна показали, що найбільш ефективними виявились такі заходи налаштувального характеру:

а) оптимізація кута випередження впорскування палива, завдяки якій вміст оксидів азоту у ВГ зменшується на 51% зі зниженням потужнісних показників на 3% та економічних – 4% і підвищенням димності на 23%. Для істотного зниження останнього показника необхідно застосовувати ефективні засоби очищення відпрацьованих газів від твердих частинок;

б) оптимізація КВВП водночас з варіантом I оптимізації мінімальної величини коефіцієнта надлишку повітря, що знижує емісію NO_x на 53% за практично незмінного ефективного ККД та зниження середнього ефективного тиску і димності ВГ відповідно на 14 і 36%. Величина останнього показника свідчить про необхідність додаткового очищення ВГ за допомогою спеціальних засобів;

в) спільне застосування оптимізації КВВП з варіантом II оптимізації α_{\min} , яке за практично незмінного ефективного ККД забезпечує зниження концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах на 63%, а їх димності – на 78%, що дозволяє відмовитись від додаткового очищення ВГ спеціальними засобами. Недоліком такого поєднання заходів є зниження середнього ефективного тиску (або номінальної потужності) на 29%, що може бути доцільним у разі нагальної потреби в істотному зниженні токсичності ВГ або створення «дворівневого двигуна».

Запропоновані заходи щодо покращання екологічних показників біодизельного двигуна є універсальними та можуть використовуватися і для дизеля, що працює на мінеральному паливі.

Висновки

Результатом досліджень біодизельного двигуна з підвищення рівня його енергоекологічних показників шляхом розробки методів адаптації до бінарних паливних композицій є таке.

Запропоновано теоретично обґрунтований спосіб компенсування втрат ефективної потужності дизеля внаслідок переходу на живлення біонафтовими паливними композиціями, а саме – підвищення енергонаповнення циліндрів шляхом збільшення максимальної циклової подачі палива. Експериментально доведено, що підвищення потужності біодизельного двигуна не призводить до критичного погіршення екологічних показників, які залишаються кращими за аналогічні показники дизельного прототипу за рівнем викидів з ВГ оксиду та діоксиду вуглецю відповідно на 36 та 11%, оксидів азоту – на 18%, вуглеводнів, що не згоріли, – у 7 разів та більше і за димністю відпрацьованих газів – на 28%.

Проведено експериментальну перевірку визначених аналітично заходів зі зниження вмісту оксидів азоту та твердих частинок у відпрацьованих газах дизеля, що працює на сумішевому біонафтовому паливі. Запропоновані заходи, а саме – оптимізація кута випередження впорскування палива та мінімальної величини коефіцієнта надлишку повітря, дають змогу істотно (на 50–80%) покращити екологічні показники біодизельного двигуна. Зазначені заходи є універсальними та можуть використовуватися і для дизеля, що працює на мінеральному паливі.

Розроблені методи покращання енергоекологічних показників біодизельного двигуна мають регульовальний характер, що істотно спрощує та здешевлює їх реалізацію, особливо на транспортних засобах з системою електронного керування двигуна.

Література

1. Марков, В. А. Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. – М.: Изд-во. МВТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 376 с.
2. Девянин, С. Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. – Харьков: Новое слово, 2007. – 452 с.
3. Марков, В. А. Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла / В. А. Марков, А. А. Зенин, С. Н. Девянин // Турбины и дизели. – 2009. – № 5. – С. 14–19.
4. Лютко, В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Лютко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. – М.: Моск. автомоб.-дор. ин-т, 2000. – 311 с.
5. Левтеров, А. М. Экспериментальные исследования моторных качеств смесового биодизельного топлива / А. М. Левтеров, В. Д. Савицкий, Л. И. Левтерова // Автомоб. трансп. – 2011. – Вып. 28. – С. 81–84.
6. Левтеров, А. М. Теоретичні дослідження робочого циклу біодизельного двигуна / А. М. Левтеров, А. М. Авраменко, В. Д. Савицький // Автомоб. трансп. – 2016. – Вып. 38. – С. 75–82.

Надійшла до редакції 25.06.17