



Всеукраїнський

науково-технічний

журнал

**ПРОМИСЛОВА  
ІДРАВЛІКА І  
НЕВМАТИКА**

**2(20)**

**2008**

ISSN 1994-4691



9 771994 469005

# ВСЕУКРАЇНСЬКОМУ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОМУ ЖУРНАЛУ

## ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

### 5 РОКІВ!

### Шановні колеги!

В ваших руках 20-й випуск журналу «Промислова гідравліка і пневматика», який знаменує завершення п'ятого року випуску цього видання.

Отже журнал відзначає свій перший, поки що невеликий за віком, ювілей. За нашою думкою, яку поділяють члени редакційної колегії, за цей час відбулось становлення журналу як авторитетного спеціального науково-технічного видання, присвяченого актуальним науковим дослідженням, розробці новітніх конструкцій апаратури та системи промислової гідравліки і пневматики.



Свідченням цього є те, що протягом п'ятирічного існування в журналі опубліковано майже 500 статей. Біля 200 авторів статей таким чином прийняли активну участь у формуванні наукового спрямування та рівня публікацій у журналі. Як позитивний факт слід зазначити, що разом з українськими дослідниками активну участь в виданнях журналу прийняли науковці Росії, Білорусії, Польщі, Болгарії. Результатом цього можна вважати початок розповсюдження журналу у Росії.

В той же час сьогодні зрозуміла необхідність подальшого удосконалення роботи журналу, підвищення рівня публікацій, залучення до співробітництва широкого кола виробників, використання сторінок журналу для розповсюдження передового виробничого досвіду. Виклики сучасного розвитку науки та виробництва вимагають подальшого удосконалення структури журналу, введення нових розділів, удосконалення форми подачі інформації. Колектив редакції відкритий до пропозицій, які можуть підвищити науковий рівень видання та сприяти зростанню його популярності серед науково-технічної спільноти фахівців, які плідно працюють в різноманітних напрямках розвитку промислової гідравліки і пневматики.

## Редакційна колегія:

Головний редактор:

к.т.н., проф. Середа А.П.,  
ректор ВДАУ (м. Вінниця)

Перший заступник  
головного редактора:

д.т.н., проф. Зайончковський Г.Й.,  
президент АС ПГП (НАУ, м. Київ)

Заступники головного редактора:

д.т.н., проф. Струтинський В.Б. (м. Київ)

д.т.н., проф. Яхно О.М. (м. Київ)

к.т.н., проф. Іванов М.І. (м. Вінниця)

к.т.н., с.н.с. Бадах В.М. (м. Київ)

Члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Анісімов В.Ф. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Берник П.С. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Гарькавий А.Д. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Лисогор В.М. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Іскович-Лотоцький Р.Д.  
(м. Вінниця)

д.т.н., проф. Бочаров В.П. (м. Київ)

д.т.н., проф. Лур'є З.Я. (м. Харків)

Секретаріат:

Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Переяславський О.М.  
(м. Вінниця)

Заступники відповідального  
секретаря:

д.т.н., проф. Луговський О.Ф. (м. Київ)

к.т.н., доц. Верба І.І. (м. Київ)

Асоційовані члени редакційної  
колегії від регіонів України:

д.т.н., проф. Кузнецов Ю.М. (м. Київ)

д.т.н., проф. Павленко І.І.

(м. Кіровоград)

д.т.н., проф. Сахно Ю.О. (м. Чернівці)

д.т.н., проф. Усов А.В. (м. Одеса)

д.т.н., проф. Батлук В.А. (м. Львів)

д.т.н., проф. Михайлов О.М.

(м. Донецьк)

д.т.н., проф. Нагорняк С.Г.

(м. Тернопіль)

д.т.н., проф. Мельничук П.П.

(м. Житомир)

д.т.н., проф. Ковальов В.Д.

(м. Краматорськ)

д.т.н., проф. Фінкельштейн З.Л.

(м. Алчевськ)

д.т.н., проф. Проволоцький О.Є.

(м. Дніпропетровськ)

к.т.н., проф. Євтушенко А.О. (м. Суми)

д.т.н., проф. Осенін Ю.І. (м. Луганськ)

д.т.н., проф. Складєвський О.М.

(м. Запоріжжя)

д.т.н., проф. Панченко А.І.

(м. Мелітополь)

к.т.н. Кармугин Б.В. (м. Київ)

д.т.н. Трофімов В.А. (м. Київ)

к.т.н., доц. Жук В.М. (м. Львів)

# ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

№2 (20)  
'2008

Всеукраїнський науково-технічний журнал

Журнал засновано у березні 2003 р.

Свідоцтво про реєстрацію КВ № 7033, видане  
Державним комітетом інформаційної політики,  
телебачення і радіомовлення України 7.03.2003 р.

Засновники: Вінницький державний аграрний університет,  
Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики

Номер друкується згідно з рішенням Вченої ради ВДАУ (протокол № 4 від 26.01.2005 р.)

Журнал рішенням президії ВАК України від 30 червня 2004 р. № 3-05/7 включено в перелік  
наукових фахових видань (біюлетень ВАК України, № 8, 2004 р.)

## З М І С Т

### Загальні питання промислової гідравліки і пневматики

- З.Л. Фінкельштейн, С.С. Денищик, В.А. Батлук, В.В. Сащенко  
Состояние водных ресурсов и некоторые пути решения  
проблемы обеспечения водой Донбасса.....5
- В.В. Зинченко, Н.И. Сотник, А.Г. Гусак  
Особенности работы насосных станций с агрегатами разных типов.....12
- Г.А. Аврунин, И.Г. Кириченко, И.И. Мороз, И.В. Грицай  
Анализ технического уровня аксиально-поршневых гидромашин .....16
- В.Р. Кулінченко, І.В. Дубковецький, О.М. Деменюк  
Пульсації температури в перегрітій рідині.....23

### Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати

- Т.І. Веретільник, Ю.М. Дифучин  
Кавітаційна обробка як метод впливу на фізико-хімічні властивості  
багатокомпонентних середовищ.....29
- А.А. Євтушенко, І.П. Каплун, А.А. Шепеленко  
Анализ целесообразности применения разрезных лопастей в осевых  
ступенях погружных скважинных насосов.....32
- С.О. Луговая, А.В. Неня, И.Б. Твердохлеб  
Расчет усовершенствованных направляющих аппаратов  
многоступенчатых лопастных насосов.....36
- І.В. Севостьянов, Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх  
Теоретичні основи процесів фільтрування вологих дисперсних  
матеріалів під впливом ударних хвиль напруг та деформацій.....40
- В.А. Батлук, І.В. Проскуріна, Р.М. Василів, Р.Ю. Сукач, М.В. Басов  
Пиловоловлення — основа вирішення проблеми  
техногенно-екологічного енергозбереження .....44
- А.Н. Гулий, А.Н. Зубахин  
Динамические характеристики роторов центробежных насосов  
с комбинированными опорно-уплотнительными узлами.....48
- Е.В. Семененко, В.Б. Бобров  
Определение критических параметров течения гидросмеси  
в трубопроводе с выпусками.....52

Асоційовані зарубіжні члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Попов Д.М.  
(м. Москва, Росія)  
д.т.н., проф. Єрмаков С.О.  
(м. Москва, Росія)  
д.т.н., проф. Іванов Г.М.  
(м. Москва, Росія)  
д.т.н., проф. Нагорний В.С.  
(м. Санкт-Петербург, Росія)  
д.т.н., проф. Орлов Ю.М.  
(м. Перм, Росія)  
д.т.н., проф. Чегодаєв Д.Є.  
(м. Самара, Росія)  
к.т.н., с.н.с. Малишев Є.А.  
(м. Москва, Росія)  
к.т.н., доц. Ащеулов О.В.  
(м. Санкт-Петербург, Росія)  
к.т.н., с.н.с. Колеватов Ю.В.  
(м. Новосибірськ, Росія)  
д.т.н., проф. Метлюк Н.Ф.  
(м. Мінськ, Республіка Білорусь)  
к.т.н., проф. Немировський І.А. (Ізраїль)  
д.т.н., проф. Врублевський А. (Польща)

**Адреса редакції:**

21008, м. Вінниця  
вул. Сонячна, 3,  
Вінницький державний аграрний  
університет  
тел.: (0432) 57-42-27, 43-72-30  
e-mail: [jornal@vsau.org](mailto:jornal@vsau.org)



21021, м. Вінниця, 600-річчя, 15  
Свідоцтво про внесення до Державного  
реєстру ДК № 1077  
тел. (10-38-0432) 67-37-91  
факс (10-38-0432) 53-14-32  
E-mail: [globusp@svitonline.com](mailto:globusp@svitonline.com)  
[www.globus-press.com](http://www.globus-press.com)

Технічний редактор О.А. Мельниченко  
Комп'ютерна верстка О.В. Ступак  
Коректор О.В. Петрова

Здано до набору 05.11.2006.  
Підписано до друку 25.12.2006.  
Формат 60x84/16. Папір офсетний.  
Гарнітура JOURNAL. Друк офсетний.  
Ум. друк. арк. 21. Зак. № 03-29.  
Наклад 100 прим.

# З М І С Т

## Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва

Е.Н. Шевцов  
К определению нормальных нагрузок на зубьяв орбитальном гидромоторе.....57

Гречка І.П.  
Оцінка впливу стохастичної сили тертя на точність підтримання частоти обертів гідроагрегата намотування обмоток електродвигунів.....60

Р.Д. Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирный, В.А. Дрончак,  
Гидроимпульсный привод установки для виброабразивной очистки внутренних поверхностей трубчатых изделий.....63

Ж.П. Дусанюк, О.В. Карватко  
Дослідження деформації рукавів високого тиску в осьовому напрямку.....65

Л.Г. Козлов, О.Л. Гадамак, О.В. Петров, В.В. Брейнер, Р.А. Музина  
Вплив величин керуючих перепадів тиску на динамічні характеристики гідропривода, чутливого до навантаження.....69

Ю.В. Кулешков, А.А. Матвиенко, Т.В. Руденко  
Математическая модель утечек через торцевой межцентровой зазор шестеренного насоса типа НШ.....73

В.А. Трофимов, Ю.А. Кравецкий, В.Г. Моисеев, А.П. Губарев  
Динамическая модель гидравлического рулевого привода в задаче синтеза контуров улучшения устойчивости самолета.....80

Л.Г. Козлов, Д.О. Лозинський  
Дослідження нелінійних характеристик системи керування пропорційним розподільником з електрогідралічним керуванням...83

## Механізація сільськогосподарського виробництва

З.Я. Лурье, Е.Н. Цента  
Динамические характеристики электрогидравлического преобразователя гидроагрегата навесного оборудования трактора..87

В.С. Шевченко, М.И. Жилевич  
Математическое моделирование динамики гидроприводов фрикционных муфт трансмиссии трактора «Беларус».....93

А.А. Олейниченко, И.В. Николенко  
Разработка аксиально-поршневой гидромашины с дискретным регулированием.....97

В.Ф. Анісімов, Л.П. Серета, В.Б. Рябошапка, А.А. П'ясецький  
Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо.....101

Н.А. Остапенко, В.Ф. Брилянт, Н.И. Сиренко, Н.И. Иванов, А.Н. Иванова  
Профилирование поверхности верхней крышки дозатора молока для улучшения его промываемости в автоматическом режиме.....107

В.Ф. Анісімов, докт. техн. наук,  
Л.П. Серета, канд. техн. наук,  
В.Б. Рябошапка,  
А.А. П'ясецький

Вінницький державний аграрний університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ПОДАЧІ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПЕРЕВЕДЕННІ ЙОГО НА БІОДИЗЕЛЬНЕ ПАЛИВО

*Исследованы оптимальные значения начала подачи топлива по углу поворота коленчатого вала дизельного двигателя при его работе на метилэфирах рапсового и подсолнечного масел. Определены некоторые основные физические показатели исследуемого топлива. Установлены основные закономерности, на основе которых рекомендовано регулировочное значение угла опережения подачи при эксплуатации дизеля на биодизельном топливе.*

*Optimum values probed began the serves of fuel on the corner of crankshaft turn of diesel engine during its work on methylephirs of rape and sunflower butters. Some basic physical indexes of the probed fuel are certain. Basic conformities to the law, on the basis of which the regulation value of corner of passing of serve during exploitation of diesel is recommended on a biodiesel fuel, are set.*

### Вступ

Близько 85% механічної енергії в світі виробляється двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ) [1]. Цей факт тільки підкреслює значимість ДВЗ та надає їм важливу роль у розвитку науково-технічного прогресу, незважаючи на їх невеликий коефіцієнт корисної дії (25–40%) [2]. Однак для роботи ДВЗ необхідне паливо, що виробляється традиційно з нафти, світовий запас якої з кожним десятиліттям значно скорочується.

Не менш важливу роль відіграють ДВЗ в Україні і мають важливе значення для народного господарства нашої держави. Та в Україні з паливом складається особливо критична ситуація, через те, що 90% всієї споживаної нафти імпортується. Така ситуація спричиняє стрімке зростання цін на нафтопродукти та з кожним роком підвищує собівартість сільськогосподарської продукції. Невеликі сільськогосподарські фермерські господарства стають повністю залежними від виробників нафтової продукції.

Вирішення цієї проблеми — це можливість застосування альтернативних видів палив для ДВЗ. Альтернативні палива хоч і можуть частково замінити нафтові, але не повністю вирішують дану проблему, тому що заміна виду палива викликає значні зміни в роботі двигуна. Тому перехід на інший вид палива того чи іншого двигуна потребує ретельних досліджень з метою визначення оптимальних фізико-хімічних показників палива, здійснення оптимальних перерегулювань двигуна, оцінки його надійності при роботі на іншому паливі тощо. Крім того, при переході на альтернативне паливо часто потрібно вносити зміни в конструкцію двигуна, що іноді виявляється економічно недоцільним.

Найбільш розповсюджені в сільському господарстві двигуни — поршневі ДВЗ, які працюють по

дизельному циклу і успішно застосовуються на мобільних, а іноді і стаціонарних машинах.

Ще на стадії патентування свого винаходу, Рудольф Дизель зауважував, що двигун може працювати на рослинних оліях [1], передбачивши тим самим перехід цього ж двигуна на альтернативне паливо більш як через сто років згодом.

Таким чином виробники сільськогосподарської продукції можуть стати незалежними від нафто трейдерів, вирощуючи паливо на своїх землях, засіявши всього 10% орної землі ріпаком, тому що саме ріпакова олія є оптимальним замінником нафтового дизпалива [1].

Як відомо з літературних джерел [3], існує три методи роботи дизеля на ріпаковій олії:

- переетерифікація олії, тобто одержання метилефіру (біодизельного палива), що потребує спеціального обладнання;
- використання олії як палива для дизелів без переробки (не враховуючи необхідне очищення), що викликає необхідність змінювати конструкцію або тип двигуна;
- використання сумішей нафтового дизельного палива з ріпаковою олією у відповідних припустимих співвідношеннях.

У Вінницькому державному аграрному університеті побудовано лінію по виробництву біодизельного палива за австрійською технологією. На лінії виготовляється біопаливо з ріпакової та соняшникової олії.

Тому особливий інтерес викликає саме перший метод роботи дизельного двигуна на біопаливі, тобто використовуючи метилові ефіри жирних кислот ріпакової та інших олій. Такі ефіри як в чистому вигляді, так і в суміші (у вигляді бінарних палив) можуть бути ви-

користані у якості палива для двигунів із запаленням від стиску [1].

**Основні результати досліджень**

Отримане біодизельне паливо у лабораторії випробувано кафедри «Тракторів, автомобілів та технічного сервісу машин» Вінницького державного аграрного університету. На першому етапі визначалась густина та кінематична в'язкість палива. Для порівняння перевірялись два види палив: дизельне нафтове паливо EN950 марки С та біопаливо, яке з хімічної точки зору є метилефірами ріпакової та соняшникової олій (MEPCO).

При цьому використовувалися традиційні лабораторні прилади. Густина визначали за допомогою нафтоденсиметра з ціною поділки  $1 \text{ кг/м}^3$ , кінематичну в'язкість — візкозиметром Пинькевича капілярним скляним. Результати вимірювань наведено в таблиці 1.

Таблиця 1  
Основні фізичні показники дизельного палива та MEPCO ( $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Показник	Дизпаливо EN950 марки С	Біодизельне паливо (MEPCO)
Густина, $\text{кг/м}^3$	838,66	886,13
Кінематична в'язкість, $\text{мм}^2/\text{с}$	5,72	9,11

З таблиці 1 видно, що густина і в'язкість MEPCO більші, ніж нафтового традиційного дизпалива. Підвищення в'язкості та густини палива може негативно вплинути на якість сумішоутворення і згорання при роботі двигуна. На основі таких даних можна зробити припущення, що робота двигуна на біопаливі погіршиться, тому передбачається втрата потужності та робота двигуна із значною димністю через неповне згорання.

В лабораторії двигунів внутрішнього згорання кафедри проводяться випробування дизельного двигуна Д-240 на вищевказаних паливах за різних режимів роботи. Двигун встановлений на обкаточно-випробувальному стенді КИ-5542 ГОСНИТИ. Тип двигуна — з нероздільною камерою згорання; форсунки ФД — 22 з кількістю отворів розпилювачів — 5.

Спочатку було визначено регульовальні характеристики по куту випередження подачі.

За попередньо отриманими даними можна встановити зв'язок потужності двигуна від кута випередження подачі (впорскування) при різних навантажувальних режимах на дизпаливі та біопаливі.

Проведення дослідів було сплановано як двофакторний експеримент. Згідно плану змінювали початок подачі у приводі паливного насоса високого тиску, за рахунок чого змінювався початок впорскування в межах 11–32 градусів по куту повороту колінчастого вала до верхньої мертвої точки (град. пкв до ВМТ). При кож-

ному значенні кута знімалась потужність на різних швидкісних режимах. Швидкісний режим змінювався за рахунок створення навантаження на двигун.

Дані випробувань було занесено в електронні таблиці Microsoft Excel для обробки і побудови характеристик.

Аналізуючи характеристику, отриману на режимі, що відповідає швидкості обертання колінчастого вала  $n = 2200 \text{ об/хв}$  (рис. 1) видно, що при переведенні двигуна на біопаливо ефективна потужність  $N_e$  втрачається, а питома витрата  $g_e$  зростає порівняно з роботою на дизельному паливі, причому втрати потужності та збільшення питомої витрати спостерігаються при всіх значеннях кута випередження подачі. Значення годинних витрат дизельного палива  $G_n$  та біопалива  $G_{nb}$  не залежать від зміни кута випередження подачі, але витрата біопалива більша за витрату дизельного палива. Крім того, оптимальні значення кута випередження подачі на дизельному та біодизельному паливах не збігаються і становлять: для дизельного палива 24, а для біопалива — 21,5 град. пкв до ВМТ.

Ця характеристика показує, що при переведенні двигуна на біопаливо і регулюванні його на оптимальний кут для дизельного палива, його робота на даному швидкісному режимі призводить до втрати потужності на 8,71% і збільшення питомої витрати палива на 17,53%, а при регулюванні оптимального кута для біопалива, втрата потужності та збільшення питомої витрати палива становлять відповідно — 4,29% і 9,01%; годинна витрата біопалива  $G_{nb}$  більша за витрату дизельного палива  $G_n$  на 7,1%.

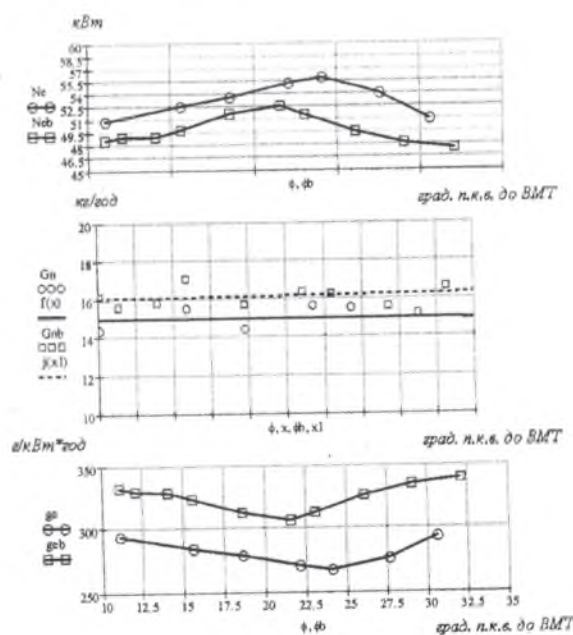


Рис. 1. Регульовальна характеристика по куту випередження подачі палива тракторного дизеля Д-240 на режимі  $n = 2200 \text{ об/хв}$  при повній подачі палива.

На рис. 2 зображено характеристику, отриману на режимі  $n = 1900$  об/хв. Як і в попередньому випадку, характеристика показує, що і потужність і економічність двигуна при переведенні його на біопаливо зменшуються при всіх значеннях кута випередження  $\phi$ . Однак на цьому режимі оптимальний кут випередження подачі для дизельного палива знаходиться в межах 18,5–22, а для біопалива він становить 21,5 град. пкв до верхньої мертвої точки.

Отже, можна сказати, що на даному швидкісному режимі оптимальний кут для двох видів палив збігається і становить 21,5 град. пкв до ВМТ. При цьому втрата потужності і підвищення питомої витрати палива відповідно становлять — 5,44% та 15%, годинна витрата біопалива  $G_n$  більша за витрату дизельного палива  $G_{nb}$  на 10,72%.

Характеристика знята на режимі  $n = 1400$  об/хв. (рис. 3), також показує втрату потужності при переході на біопаливо при всіх значеннях  $\phi$ . На цьому режимі оптимальне значення кута випередження подачі для дизельного палива становить 18,5, а для біопалива — 15,5 град. пкв до ВМТ. При  $\phi = 18,5^\circ$  втрата потужності становить 4,25%, питома витрата палива збільшується на 11,86%, а при  $\phi = 15,5^\circ$  втрата потужності і економічності становлять відповідно 3,71% і 11,28%, годинна витрата біопалива більша за годинну витрату дизельного палива на 8,22%.

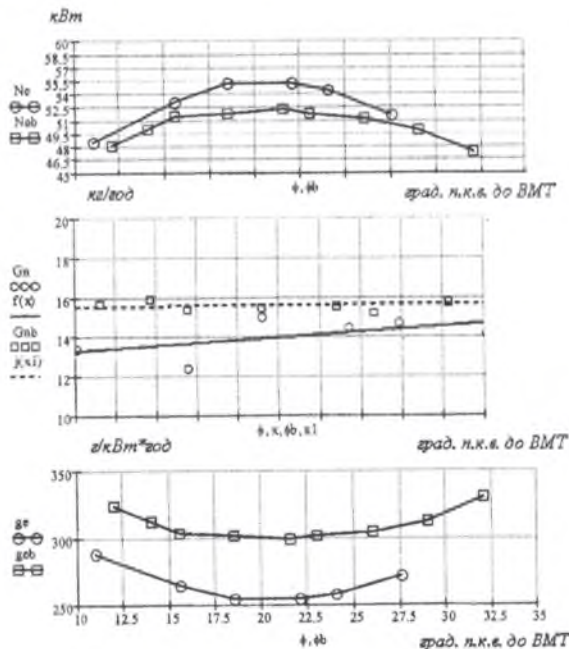


Рис. 2. Регульовальна характеристика по куту випередження подачі палива тракторного дизеля Д-240 на режимі  $n = 1900$  об/хв при повній подачі палива.

Для дослідження впливу кута випередження впорскування на потужність і економічність дизеля при переведенні його на біопаливо, було отримано по 12 регульовальних характеристик по куту випередження

подачі для кожного виду палива, які знімалися на різних навантажувальних режимах. Навантажувальний режим змінювався за допомогою гальмівної установки стенда КИ-5542 ГОСНИТИ. Шляхом зміни навантаження при повній подачі палива, змінювали швидкісний режим двигуна інтервалами 100 об/хв в робочому діапазоні. Сімейство характеристик, отриманих при роботі двигуна на дизельному паливі таким чином, представлено на рис. 4.

Лініями 1 показано криві характеристик на різних швидкісних режимах при повній подачі палива. Характер цих кривих практично однаковий. Максимальна потужність відповідає оптимальному куту випередження подачі  $\phi$ . При значеннях кута  $\phi$ , які відповідають більш пізній або ранній подачі відносно оптимального його значення, спостерігається зменшення потужності. Це пояснюється зміщенням процесу горіння в бік тактів стиску або розширення, що відповідно призводить до більш жорсткої роботи дизеля або підвищення втрат теплоти в систему охолодження чи з відпрацьованими газами. Як відомо з літературних джерел, обидва випадки є причинами зменшення потужності [2].

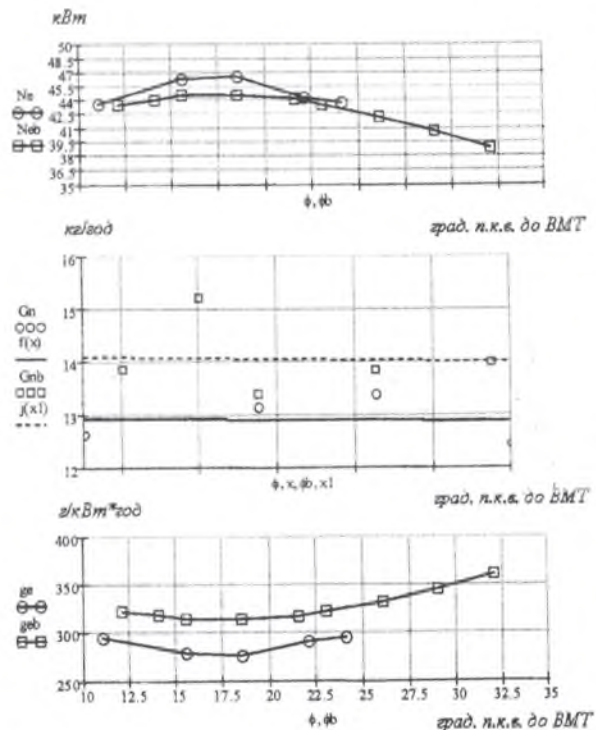


Рис. 3. Регульовальна характеристика по куту випередження подачі палива тракторного дизеля Д-240 на режимі  $n = 1400$  об/хв при повній подачі палива.

Лінія 2 проходить через максимальні значення потужностей кожної із характеристик, які відповідають оптимальним значенням кутам  $\phi$ . Аналізуючи дану криву, можна зробити такі висновки: на швидкісних режимах, що лежать в діапазоні  $n = 2200$ – $2100$  об/хв,



оптимальний кут випередження подачі становить  $\varphi = 24^\circ$ ; в діапазоні  $n = 2100-1800$  об/хв, кут випередження подачі знижується від  $24$  до  $18,5^\circ$ ; в діапазоні  $n = 1800-1400$  об/хв, кут  $\varphi$  залишається стабільним і становить  $18,5^\circ$ ; в діапазоні  $n = 1400-1300$  об/хв, кут випередження подачі знижується від  $18,5$  до  $15,5^\circ$  і при подальшому збільшенні навантаження залишається стабільним ( $\varphi = 15,5^\circ$ ).

Режими роботи  $n = 2200-2100$  об/хв відповідають номінальному або лежать близько до номінального.

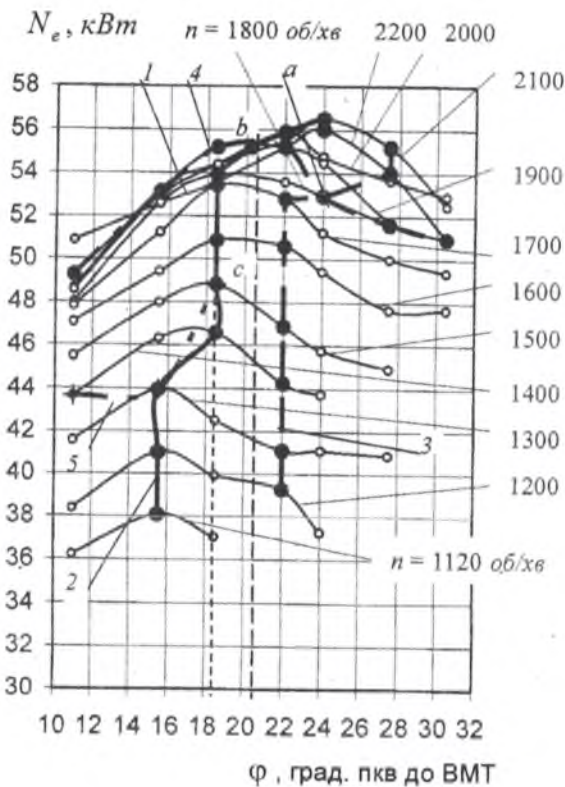


Рис. 4. Регульовані характеристики по куту випередження подачі палива тракторного дизеля Д-240 на різних режимах ( $n = 2200-1120$  об/хв) при повній подачі дизельного палива: 1 — криві характеристик; 2 — крива оптимальних значень кута; 3 — границя жорсткості; 4 — початок димності; 5 — границя димності.

Зменшення оптимального кута  $\varphi$  в частотних діапазонах  $n = 2100-1800$  об/хв та  $n = 1400-1300$  об/хв пояснюється зменшенням швидкості обертання колінчастого вала, внаслідок чого зменшується швидкість руху поршнів, що призводить до збільшення тривалості сумішоутворення.

Стабільність оптимального значення кута на режимах  $n = 1800-1400$  об/хв пояснюється тим, що в цьому діапазоні режимів вступає в роботу коректор, який призводить до збільшення циклової подачі палива і відповідно збільшення тривалості впорскування, не за-

жаючи на зменшення швидкості обертання колінчастого вала двигуна [2].

Аналіз зміни оптимального кута при режимах нижче  $n = 1300$  об/хв немає практичного значення, оскільки така робота двигуна відповідає режимам перевантажень (падіння крутного моменту), при настанні яких двигун експлуатувати не рекомендується. Тому на практиці таких режимів уникають шляхом переключення на нижчу передачу.

Лінія 3 проходить через точки характеристик, що відповідають жорсткій роботі двигуна. Ці точки були отримані шляхом суб'єктивного оцінювання під час дослідів при знятті характеристик. Будемо умовно називати цю криву границею жорсткості.

Дана крива показує, що жорстка робота двигуна з'являється тільки при ранніх, відносно оптимального, кутах випередження подачі. Таким чином, встановлено, що при максимальній подачі палива, жорстка робота спостерігається на усіх швидкісних режимах при  $\varphi \geq 27,5^\circ$ . При  $\varphi = 27,5-22^\circ$ , жорстка робота прослуховується відповідно на режимах  $n = 2100-1700$  об/хв, а при всіх інших режимах, жорстка робота двигуна буде з'являтися при  $\varphi = 22^\circ$ .

Жорстка робота при відносно ранніх кутах випередження пояснюється зміщенням процесу горіння в сторону такту стиску, і, як наслідок, збільшення швидкості зростання ефективного тиску  $dP/d\varphi$  [2]. Ділянка кривої, яка знаходиться в межах  $\varphi = 27,5-22^\circ$ , показує, що на жорсткість роботи двигуна, впливає не тільки кут випередження а й навантаження, яке він сприймає: при збільшенні навантаження жорсткість роботи збільшується. При значеннях  $\varphi < 22^\circ$ , жорстка робота не спостерігається взагалі.

Лінія 4 проходить через точки характеристик, які відповідають роботі двигуна за наявності будь-яких помітних ознак неповного згорання. Такі точки також були отримані шляхом суб'єктивного оцінювання.

Крива показує, що перші ознаки неповного згорання, які спостерігаються на режимі  $n = 2200$  об/хв при повній подачі палива відповідають кутам випередження  $\varphi \leq 22^\circ$ , а на режимах  $n = 1800$  об/хв і нижче, перші ознаки неповного згорання спостерігаються при всіх значеннях  $\varphi$ .

Отже, неповне згорання при роботі двигуна спостерігається:

- 1 — із зменшенням кута випередження подачі;
- 2 — із збільшенням навантаження.

В першому випадку зменшення кута випередження подачі відносно оптимального призводить до зміщення процесу згорання в бік такту розширення. При цьому спостерігається зниження потужності, яке супроводжується появою димності.

В другому випадку збільшення навантаження призводить до падіння швидкості обертання колінчастого вала двигуна, що зменшує, при незмінній подачі палива, наповнення циліндрів свіжим зарядом і, як наслідок, зменшення коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  [2]. Це є також причиною появи димності.

Лінія 5 проходить через точки характеристик, які

відповідають роботі двигуна з виділенням чорного диму. Будемо умовно називати цю криву границею димності.

Дана крива показує, що чорний дим з'являється при  $\varphi = 18,5^\circ$  на режимі  $n = 1500$  об/хв при повній подачі палива, що відповідає оптимальному куту випередження на цьому ж режимі. Подальше збільшення навантаження при цьому ж куті випередження також супроводжується інтенсивним виділенням чорного диму при роботі двигуна. Виділення чорного диму також спостерігається: при  $\varphi = 17,4^\circ$  — на режимах  $n = 1400$  об/хв і нижче, при  $\varphi = 15,5^\circ$  — на режимах  $n = 1300$  об/хв і нижче, при  $\varphi = 11^\circ$  — на режимах  $n = 1400$  об/хв і нижче.

При кутах випередження подачі більших  $18,5$  град. пкв до ВМТ, виділення чорного диму не спостерігалось.

Аналізуючи залежності (рис. 4) в комплексі, видно, що криві жорсткості та початку димного згорання перетинаються на режимі  $n = 1800$  об/хв при  $\varphi = 24^\circ$  (точка *a*), що відповідає оптимальному куту випередження на номінальному та близькому до номінального режимам. Криві оптимальних значень кута та початку димності перетинаються на режимі  $n = 2000$  об/хв при  $\varphi = 20,6^\circ$  (точка *b*), оптимальних значень кута  $\varphi$  та границі димного згорання перетинаються на режимі  $n = 1500$  об/хв при  $\varphi = 18,5^\circ$  (точка *c*).

Проведемо з точки *c* перпендикуляр до осі абсцис (тонка пунктирна лінія). Ця лінія буде характеризувати вертикальну ділянку границі димного згорання. Тонка пунктирна лінія, проведена з точки *b*, буде знаходитись між вертикальними ділянками границь димного згорання та жорсткості.

Сімейство характеристик, отриманих під час роботи двигуна на біопаливі, показані на рис. 5.

Графіки побудовано по аналогії з рис. 4. Характер перебігу кривих практично не відрізняється від характеру перебігу кривих на дизельному паливі, з відмінністю лише в тому, що оптимальні значення кута випередження подачі при тих чи інших режимах на дизельному нафтовому та біодизельному паливах, як правило, не співпадають.

Криві характеристик *1*, як і в попередньому випадку, наведено тонкими суцільними лініями.

Розглядаючи криву *2*, яка проходить через оптимальні значення кута  $\varphi$ , приходимо до таких висновків: на режимах, що відповідають  $n = 2200$ – $1600$  об/хв, оптимальний кут випередження подачі становить  $\varphi = 21,5^\circ$ ; в діапазоні  $n = 1600$ – $1500$  об/хв, кут випередження подачі знижується від  $21,5$  до  $15,5^\circ$ ; в діапазоні  $n = 1500$ – $1400$  об/хв, кут  $\varphi$  залишається стабільним і становить  $15,5^\circ$ ; в діапазоні  $n = 1400$ – $1300$  об/хв, кут випередження подачі знижується від  $15,5$  до  $14^\circ$ ; в діапазоні  $n = 1300$ – $1200$  об/хв, кут  $\varphi$  залишається стабільним і становить  $14^\circ$  і надалі знову знижується із зменшенням швидкості обертання колінчастого вала.

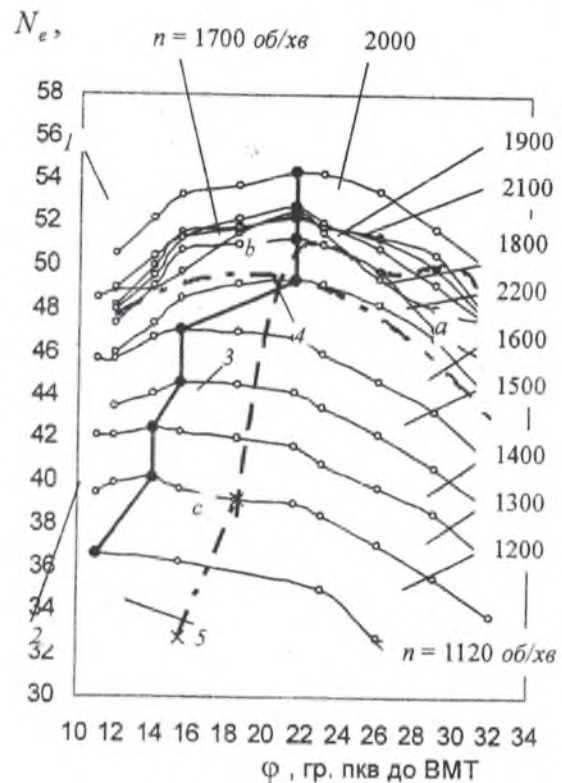


Рис. 5. Регульовальні характеристики по куту випередження подачі палива тракторного дизеля Д-240 на різних режимах ( $n = 2200$ – $1120$  об/хв) при повній подачі МЕРСО: 1 — криві жорсткості; 2 — крива оптимальних значень кута  $\varphi$ ; 3 — границя жорсткості; 4 — початок димності; 5 — границя димності.

Як бачимо, при роботі двигуна на біопаливі на режимах близьких до номінальних, оптимальний кут випередження менше залежить від зниження швидкості обертання колінчастого вала на відміну від роботи двигуна на дизельному паливі. Це пояснюється збільшенням масової циклової подачі внаслідок переходу на паливо з більшою густиною при незмінній об'ємній циклової подачі.

Проте, на режимах максимальних навантажень і перевантажень, оптимальний кут більш стабільний під час роботи двигуна на дизельному паливі, ніж на біопаливі.

Криву жорсткості *3* на рис. 5 було отримано аналогічно рис. 4. Для аналізу даної кривої, умовно розділимо її на дві ділянки:

- горизонтальна ділянка *ab*;
- вертикальна ділянка *bc*.

Умовно горизонтальна ділянка кривої жорсткості показує, що при кутах  $\varphi \geq 21,5^\circ$ , жорсткість залежить в основному від навантаження. Умовно вертикальна ділянка жорсткості *bc*, показує, що жорсткість в основ-

ному залежить від збільшення кута випередження подачі і припиняється на всіх режимах при  $\varphi < 18,5^\circ$ .

Суб'єктивні спостереження, які проводились під час зняття характеристик, спочатку показали, що робота двигуна при переході з дизельного палива на біопаливо стає менш жорсткою. Однак вищерозглянуті криві (рис. 4, 5) показують, що менш жорстка робота на біопаливі спостерігається лише при роботі дизеля на номінальних і близьких до номінальних режимах, а на режимах максимальних навантажень і перевантажень двигун працює на даному паливі жорсткіше, ніж на дизельному паливі.

Крива початку димності 4, що зображена на рис. 5, показує, що будь-які перші ознаки неповного згоряння спостерігаються: на режимах  $n = 1700$  об/хв при кутах, на режимах  $n = 1600$  об/хв при, на режимах  $n = 1500$  об/хв і менше — при всіх значеннях  $\varphi$ . Це свідчить про те, що при роботі на МЕРСО спостерігається менше викидів відпрацьованих газів у атмосферу, ніж при роботі на нафтовому дизельному паливі.

При знятті характеристик двигуна на біопаливі було виявлено всього два випадки роботи двигуна з виділенням чорного диму (рис. 5) (дві точки). Границя димності, побудована по цих точках, знаходиться в режимі перевантажень на відміну від границі димності для дизельного палива (рис. 4).

#### Висновки

1. Проаналізувавши регульовальні характеристики двигуна Д-240 по куту випередження подачі на дизпаливі, можна стверджувати, що регульовальні значення кута повинні знаходитись в межах 20,6–24 град. пкв до ВМТ (точки  $b$  —  $a$  на рис 4). Тож виходячи з тих міркувань, що використовувати ресурс дизеля раціональніше на режимах близьких до номінальних [2], доцільно проводити регулювання кута випередження подачі на

24 град. пкв до ВМТ при застосуванні нафтового дизельного палива.

2. Проаналізувавши регульовальні характеристики по куту випередження подачі на біопаливі, можна стверджувати, що регульовальні значення кута повинні знаходитись на межі 21,5 град. пкв до ВМТ.

3. Характеристики на рис. 1–3 показують, що при переведенні двигуна Д-240 на альтернативне паливо, або його експлуатація одночасно на двох видах палива, кут випередження подачі потрібно встановлювати оптимальним для біопалива, що зменшить відносну втрату потужності і підвищить ефективність машинно-тракторного агрегату.

4. Порівнюючи характери кривих оптимальних значень при роботі на різних видах палива (рис. 4, 5), можна зробити висновок: регульовальний діапазон кута випередження подачі для дизельного палива становить 15,5–24°, для біопалива — 11–21,5°.

5. Проведені дослідження свідчать про те, що МЕРСО є оптимальним замінником дизельного нафтового палива.

#### Література

1. SciTecLibrary Научно-техническая библиотека. Рапс — новый подход к АСУ ТП. — 2007. [http://www.sciteclibrary.ru/texts/rus/stat/st\\_614-5.htm](http://www.sciteclibrary.ru/texts/rus/stat/st_614-5.htm)
2. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. — М.: Колос, 1984. — 335 с.
3. Чи бути ріпаку «другою нафтою»? — 2007. <http://www.day.kiev.ua/176194>