

УДК 621.436.12

ББК 31.365

М74

**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗГОРАННЯ В ТРАКТОРНИХ І КОМБАЙНОВИХ  
ДИЗЕЛЯХ, ПРАЦЮЮЧИХ НА РІЗНИХ ВИДАХ ПАЛИВА ЗА ДОПОМОГОЮ УТОЧНЕНОЇ  
МОДЕЛІ І.І. ВІБЕ ШЛЯХОМ АПРОКСИМАЦІЇ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ**

*Семенов Володимир Григорович к.т.н., доцент  
Комаха Віталій Петрович к.т.н., доцент  
Рябошапка Вадим Борисович асистент  
Вінницький національний аграрний університет*

*Semenov V.**Komacha V.**Ryaboshapka V.**Vinnitsia National Agrarian University*

**Анотація:** на основі експоненціальної моделі горіння І.І. Вібе, розроблено методику моделювання та обробки результатів процесу тепловиділення в дизельних двигунах, що базується на ідеї змінного показника характеру згорання. При використанні даної методики, можна встановити та порівняти характер тепловиділення при використанні альтернативного палива для одного і того ж двигуна, а також при використанні одного і того ж палива для різних типів двигунів. Модель може бути використана в дослідженнях і розрахунках тракторних дизелів для оцінки в подальшому ефективності роботи машинно-тракторних агрегатів з використанням біодизельного палива. В даній статті для порівняльних досліджень було обрано два типи двигунів – дизель з наддувом і без наддуву, що добре розповсюджені і використовуються у якості енергетичних засобів для тракторів і комбайнів в сільському господарстві.

**Ключові слова:** біодизельне паливо, показник характеру згорання, коефіцієнт тепловиділення (згорання), апроксимація, дизельний двигун, машинно-тракторний агрегат.

**Постановка проблеми**

При дослідженні ефективності роботи машинно-тракторних агрегатів головною структурною одиницею слід відображати двигун. При зміні палива на альтернативне, головним чином слід приділяти увагу процесам сумішоутворення й згорання в двигунах.

Для розрахунку і моделювання процесу згорання пропонуємо зупинитися на моделі горіння І. І. Вібе через її простоту в використанні [1], однак яку потрібно дещо уточнити.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Існуючі способи моделювання розглянуті в роботі [2], або складні, або ж не можуть забезпечити достатню точність результатів. Як вже було сказано, модель горіння І. І. Вібе є простою але вона потребує уточнень. Спроби апроксимації експериментальних характеристик тепловиділення [3] наводять на думку: показник характеру згорання вважати змінним [2], що було запропоновано раніше А.І. Филипповским та М. Ф.Разлейцевим [4, 5], та застосовано в подальшому в роботі [6] для моделювання процесу згорання в дизелях з використанням альтернативного палива.

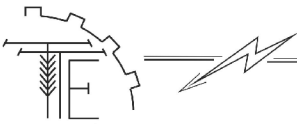
**Основні задачі, що ставляться перед математичною моделлю І.І. Вібе.** За допомогою зазначеної моделі можна моделювати процес згорання математичною формулою, яка показує, що процес горіння змінюється по експоненціальній залежності [1]. Проте не всі спроби апроксимації експериментальних даних за допомогою такої залежності завжди успішні [2] і вимагають уточнень. Єдиним раціональним шляхом уточнення моделі горіння Вібе І. І – це використання змінного характеру згорання, про що йде мова вище. Однак такі уточнення потребують глибоких знань теорії двигунів, що робить їх спеціалізованими для вузького кола спеціалістів.

**Мета статті**

Запропонувати нову, просту методику уточнення теорії І. І. Вібе, що базується на апроксимації відомих експериментальних характеристик тепловиділення. Це дає змогу застосувати таку методику для розрахунку вищезгаданих процесів у тракторних дизелях з використанням альтернативних палив.

**Виклад основного матеріалу**

Для досліджень було обрано два типи дизелів, що експлуатуються на сільськогосподарських тракторах та комбайнах: дизель з наддувом 4ЧН12,0/14,0 (заводська марка СМД-23) та без наддуву



4Ч11,0/12,5 (заводська марка Д-240).

Експериментальні характеристики тепловиділення були розглянуті: для двигуна 4Ч11,0/12,5 на дизельному паливі в роботі [3], для двигуна 4ЧН12,0/14,0 на дизельному та біодизельному паливах – в роботі [6].

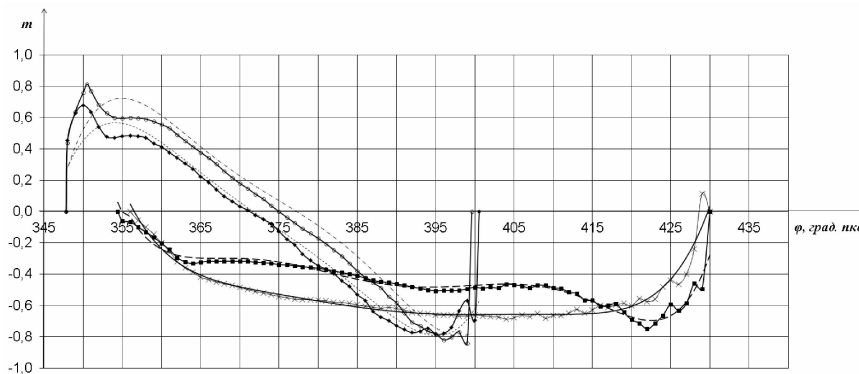
Використовуючи вищезгадані експериментальні характеристики тепловиділення, визначаємо змінний показник характеру згорання за формулою, розглянутою в попередній роботі [2], що є рішенням так званої «зворотної задачі Вібе І. І.»:

$$m_{\text{var}} = \frac{\ln \left[ \frac{\ln(1-x)}{\ln(1-x_z)} \right]}{\ln \varphi - \ln \varphi_z} - 1 \quad (1)$$

де  $m_{\text{var}}$  – змінний показник характеру згорання (характер зміни в часі відносної щільності ефективних центрів в процесі згорання),  $x$  – доля вихідної речовини, що прореагувала до даного часу  $t$  або до даного положення колінчастого вала  $\varphi$ ,  $C$  – постійна, яка залежить від частки палива, що згоріло до моменту кінця реакції;  $\varphi$  – кут повороту колінчастого вала, рахуючи від моменту початку видимого згорання (займання), град. повороту колінчастого вала (пкв);  $\varphi_z$  – тривалість згорання, град. пкв.

На основі даних, отриманих з експериментальних кривих тепловиділення за формулою (1), знаходимо дані для побудови кривої  $f(\varphi) = m$ .

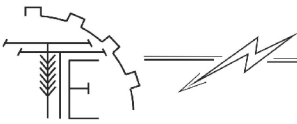
Таким чином отримуємо криві зміни показника характеру згорання в залежності від кута повороту колінчастого вала для дизелів 4Ч11,0/12,5 та 4ЧН12,0/14,0 при роботі на дизельному паливі (ДП) (див. рис. 1).



**Рис. 1. Криві змінного показника характеру згорання Вібе І.І. по куту повороту колінчастого вала двигуна при роботі на ДП:**  
 - для дизеля 4Ч11,0/12,5  $\times \times \times \times$  - розрахована за формулою (1) на номінальному режимі ( $N_{\text{енот}}$ ) та  $\text{-----}$  - її апроксимація,  $\text{---}$  - розрахована за формулою (1) на режимі максимального крутного моменту ( $M_{\text{емак}}$ ) та  $\text{---}$  - її апроксимація;  
 - для дизеля 4ЧН12,0/14,0  $\circ \text{---} \circ$  - розрахована за формулою (1) на режимі  $N_{\text{енот}}$  та  $\text{---}$  - її апроксимація,  $\text{---}$  - розрахована за формулою (1) на режимі  $M_{\text{емак}}$  та  $\text{---}$  - її апроксимація

Аналізуючи отримані криві можемо зробити такі висновки: в двигуні з турбонадувом видиме горіння починається на 6 – 8 градусів повороту колінчастого вала (град. пкв) раніше ніж у двигунах без наддуву, тривалість горіння у двигунах з наддувом складає 51 – 53 град. пкв, що на 23 градуси менше ніж у двигуні без наддуву, де тривалість складає 74 – 76 град. пкв, що впливає на характер протікання індикаторної діаграми. Як бачимо показник характеру згорання змінюється для двигуна з наддувом в межах від 0,8 до -0,8, а в дизеля без наддуву – від 0 до -0,8. Причому в двигуні з наддувом, крива характеру згорання на номінальному режимі протікає приблизно на 0,1 вище за криву характеру згорання на режимі максимального крутного моменту, а в двигуні без наддуву – на 0,1 – 0,15 нижче. За 9 – 13 % до кінця горіння в обох типах двигунів криві показника характеру згорання перетинаються і різниця відносно режимів стає протилежною.

Проводимо апроксимацію отриманих кривих за допомогою поліномів в середовищі Microsoft Excel (див рис. 1).



Результати апроксимації даних кривих двигуна 4ЧН11,0/12,5 показують щокрива змінного показника характеру згорання Вібе I. I.:

- на номінальному режимі описується поліномом шостого порядку
$$m = 0,0000000046356672865 \cdot \varphi^6 - 0,00000009868196676314 \cdot \varphi^5 + 0,00000826629672852353 \cdot \varphi^4 - 0,000346001472767643 \cdot \varphi^3 + 0,00774144657194142 \cdot \varphi^2 - 0,0975561964770009 \cdot \varphi + 0,0493690990913365,$$

де  $\varphi$  – змінюється від 0 до  $\varphi_2$ ;

- на режимі максимального крутного моменту – також поліномом шостого порядку
$$m = 0,0000000087745999451 \cdot \varphi^6 - 0,00000019015515713959 \cdot \varphi^5 + 0,0000156644626151253 \cdot \varphi^4 - 0,000613124871887472 \cdot \varphi^3 + 0,0116687954435051 \cdot \varphi^2 - 0,104884590971949 \cdot \varphi + 0,0601108825331949.$$

Запишемо формули (1, 2) в загальному вигляді:

$$m = a_1 \cdot \varphi^6 - a_2 \cdot \varphi^5 + a_3 \cdot \varphi^4 - a_4 \cdot \varphi^3 + a_5 \cdot \varphi^2 - a_6 \cdot \varphi + a_7, \quad (4)$$

де  $a_1, a_2, a_i$  – коефіцієнти поліному, що будуть залежати від режиму роботи двигуна.

Аналогічно отримуємо криві змінного показника характеру згорання на різних режимах для двигуна 4ЧН12,0/14,0, апроксимуючи формулою полінома п'ятого порядку:

- на номінальному режимі
$$m = 0,00000010270579821814 \cdot \varphi^5 - 0,0000144281384919162 \cdot \varphi^4 + 0,000753155226162039 \cdot \varphi^3 - 0,018094623745796 \cdot \varphi^2 + 0,162603057081697 \cdot \varphi + 0,247341979954314;$$

- на режимі максимального крутного моменту
$$m = 0,00000008556104169304 \cdot \varphi^5 - 0,0000113849281596461 \cdot \varphi^4 + 0,00057336760848048 \cdot \varphi^3 - 0,0135647660014868 \cdot \varphi^2 + 0,112892633314857 \cdot \varphi + 0,269673995890031,$$

або ж в загальному вигляді

$$m = b_1 \cdot \varphi^5 - b_2 \cdot \varphi^4 + b_3 \cdot \varphi^3 - b_4 \cdot \varphi^2 + b_5 \cdot \varphi + b, \quad (7)$$

де  $b_1, b_2, b_i$  – коефіцієнти поліному, що будуть залежати від режиму роботи двигуна.

У формулах (4, 7), коефіцієнти  $a_i$  відносяться до двигуна 4ЧН11,0/12,5, а коефіцієнти  $b_i$  – до двигуна 4ЧН12,0/14,0.

Таким чином, шляхом апроксимації експериментальних даних, отримали криві зміни показника характеру згорання Вібе I.I. для двигунів з турбонадувом та без наддуву на двох характерних режимах – номінального та режиму перевантаження при роботі їх на дизельному паливі.

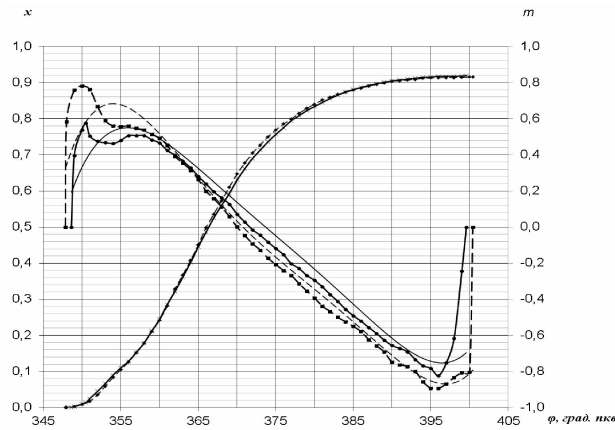
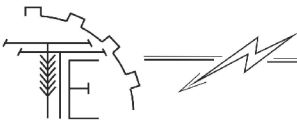
Маючи експериментальні характеристики тепловиділення на біопаливі, можна проробити аналогічну обробку даних і отримати криві зміни характеру згорання на іншому виді палива.

Такі криві представлені в роботі Лінькова О.Ю. [6], де наводяться характеристики тепловиділення двигуна 4ЧН12,0/14,0 при роботі його на етилових ефірах ріпакової олії (ЕЕРО). Представимо характеристику тепловиділення при роботі на біопаливі для номінального режиму та режиму перевантаження (див. рис. 2).

Знаходимо значення для кривої  $f(\varphi) = m$ , використовуючи формулу (1) а також дані експериментальних характеристик  $f(\varphi) = x$  для двигуна 4ЧН12,0/14,0 при роботі його на біодизельному паливі (БП). По отриманих значеннях побудуємо шукану криву в середовищі Microsoft Excel, яку апроксимуємо в подальшому за допомогою полінома п'ятого порядку:

- для номінального режиму
$$m = 0,00000006795172587405 \cdot \varphi^5 - 0,00000929108895859898 \cdot \varphi^4 + 0,000491345197408899 \cdot \varphi^3 - 0,0125589635016006 \cdot \varphi^2 + 0,117877138918828 \cdot \varphi + 0,193302430821177;$$

- для режиму максимального крутного моменту
$$m = 0,00000008420978801402 \cdot \varphi^5 - 0,0000120605429133613 \cdot \varphi^4 + 0,000651761616723201 \cdot \varphi^3 - 0,0161476445696387 \cdot \varphi^2 + 0,135407773969035 \cdot \varphi + 0,326968576303244.$$



**Рис. 2.** Експериментальні інтегральні характеристики тепловиділення ( $x = f(\varphi)$ ) та апроксимація зміни їх показників характеру згорання від кута пкв ( $m = f(\varphi)$ ) дизеля 4ЧН12,0/14,0 при роботі БП: експериментальні інтегральні характеристики  $x = f(\varphi)$  - на режимі  $N_{енот}$ , - на режимі  $M_{емак}$ ; зміна показника характеру згорання  $m = f(\varphi)$  експериментальної інтегральної характеристики тепловиділення по куту пкв - на режимі  $N_{енот}$ , - на режимі  $M_{емак}$ ; апроксимація кривої зміни показника характеру згорання  $m = f(\varphi)$  за допомогою полінома п'ятого порядку на режимі  $N_{енот}$ , на режимі  $M_{емак}$

Результати апроксимації за формулами (1, 8, 9) наводимо на рис. 2.

Як бачимо, формули (8, 9) теж можуть бути замінені формулою (7), що відображає зміну показника характеру згорання в залежності від повороту колінчастого вала в загальному вигляді для двигуна 4ЧН12,0/14,0. Тобто формула (7) є універсальною для дизеля 4ЧН12,0/14,0, а коефіцієнти поліному  $b_i$  залежать не тільки від режиму роботи даного двигуна але й від виду палива.

На рисунку 3 наводимо результати апроксимації за формулами (5 – 6, 8 – 9).

Аналізуючи отримані на рис. 3 криві показника характеру згорання відносно виду палива бачимо, що в двигуні 4ЧН12,0/14,0 на номінальному режимі показник характеру згорання протікає вище на дизельному паливі відносно біопалива, а на режимі максимального крутного моменту – вище протікає показник характеру згорання на біопаливі. При чому на номінальному режимі, криві показника характеру згорання протікають еквідистантно майже на протязі всієї тривалості горіння, і лише в кінці (близько 50 град. пкв) перетинаються та змінюються по висоті одна відносно іншої. На режимі перевантаження криві перетинаються ближче до початку горіння (до 20 град. пкв) і надалі змінившись по висоті одна відносно одної, залишаються еквідистантними. Максимальна різниця між показниками згорання на дизельному паливі і на біопаливі складає для номінального режиму 0,18, а на режимі перевантаження – 0,11.

Зважаючи на вище викладене, опираючись на результати апроксимації (див. рис. 3), вважаємо отримані співвідношення показників характеру згорання на дизельному паливі та біопаливі при різних режимах еталонними і припускаємо їх справедливими для всіх сільськогосподарських дизелів.

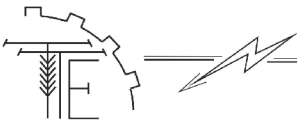
В такому випадку можна взяти різницю між показниками характеру згорання на різних паливах для двигуна 4ЧН12,0/14,0 і перенести її на двигун 4ЧН11,0/12,5. Для більш достовірного відображення різниці між кривими показників характеру згорання на різних паливах, потрібно побудувати криву відношення показників характеру згорання.

Для цього розрахуємо відношення показників за формулою:

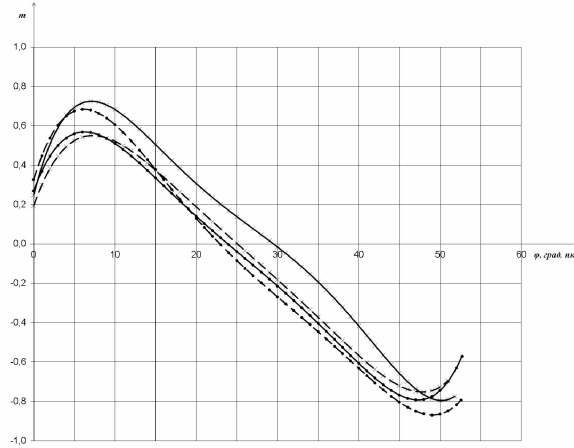
$$A = \frac{m_{дп} - m_{бп}}{m_{дп}} \quad (10)$$

де  $m_{дп}$ ,  $m_{бп}$  – показники характеру згорання відповідно на дизельному паливі та біопаливі.

За формулою (10) було б логічно провести розрахунок для кожного зі значень  $\varphi$  на ділянці від 0 до  $\varphi_z$ , і отримати криву відношення показників  $A = f(\varphi)$ , проте з характеру графіків видно, що крива  $m_{дп} = f(\varphi)$  перетинає вісь абсцис (див. рис. 3). Зважаючи на це, згідно формули (10), можуть настати умови при яких  $A = \pm\infty$ , тоді крива  $A = f(\varphi)$  розірветься, що спотворить апроксимацію



відношення показників характеру згорання.



**Рис. 3. Залежність показника характеру згорання від кута повороту колінчастого вала та виду палива двигуна 4ЧН12,0/14,0 на різних режимах за результатами апроксимації: на ДП  $\otimes$  - при  $N_{енот}$ ,  $\bullet$  - при  $M_{емах}$ ; на БП  $\oplus$  - при  $N_{енот}$ ,  $\circ$  - при  $M_{емах}$**

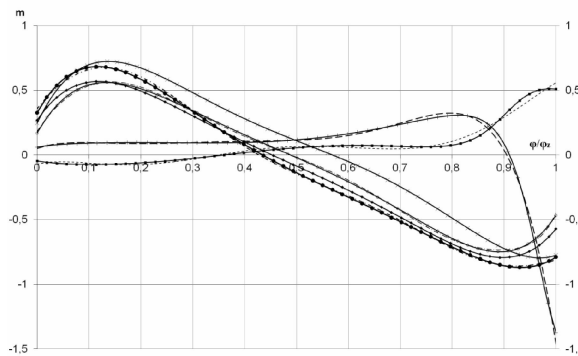
Задля уникнення таких обставин переписемо формулу (10) у вигляді, що виключав би перетин кривої осі абсцис. Для цього необхідно і достатньо додати до кожного значення  $m$  одиницю. Таким чином отримаємо:

$$A = \frac{m_{дп} + 1 - m_{бп} + 1}{m_{дп} + 1} = 1 - \frac{m_{бп} + 1}{m_{дп} + 1} \quad (10)$$

Розраховуємо відношення  $A$  при кожному значенні кута повороту колінчастого вала  $\varphi$ . За результатами розрахунку будемо залежності  $m = f(\bar{\varphi})$  та  $A = f(\bar{\varphi})$  (див. рис. 4), де  $\bar{\varphi}$  – відносний кут повороту колінчастого вала, що визначається за формулою [1]:

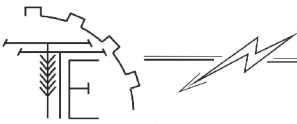
$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi}{\varphi_z} \quad (11)$$

Як бачимо на графіках (див. рис. 4) криві  $A = f(\bar{\varphi})$  на номінальному режимі та режимі перевантаження збільшуються практично лінійно в незначній мірі до відносного кута  $\bar{\varphi} = 0,87$ , де перетинаються, після чого крива відношення показників на номінальному режимі різко знижується до значення  $-1,37$ , а на режимі максимального крутного моменту – збільшується до значення  $0,5$ .



**Рис. 3. Криві залежностей показника характеру згорання та відношення показників характеру згорання від відносної зміни кута повороту колінчастого вала та виду палива двигуна 4ЧН12,0/14,0 на різних режимах:  $m = f(\bar{\varphi})$  на ДП  $\otimes$  - при  $N_{енот}$ ,  $\bullet$  - при  $M_{емах}$ , на БП  $\oplus$  - при  $N_{енот}$  та  $\circ$  - її апроксимація,  $\bullet$  - при  $M_{емах}$  та  $\circ$  - її апроксимація;  $A = f(\bar{\varphi})$  - при  $N_{енот}$  та  $\bullet$  - її апроксимація,  $\bullet$  - при  $M_{емах}$  та  $\bullet$  - її апроксимація**

Для перевірки достовірності і математичної відповідності кривих  $A = f(\bar{\varphi})$ , проведемо їх



апроксимацію. Для цього опишемо криву зміни відношення показників поліномом шостого порядку:

- на номінальному режимі

$$A = -89,050328940968 \cdot \bar{\varphi}^6 + 208,808468468454284 \cdot \bar{\varphi}^5 - \\ - 184,676221981644 \cdot \bar{\varphi}^4 + 77,88910852826672 \cdot \bar{\varphi}^3 - 15,9083175141132 \cdot \bar{\varphi}^2 + \\ + 1,42521857701286 \cdot \bar{\varphi} + 0,0508630663990743; \quad (12)$$

- на режимі максимального крутного моменту

$$A = -48,1666089468635 \cdot \bar{\varphi}^6 + 144,63444819441 \cdot \bar{\varphi}^5 - 156,63398212986 \cdot \bar{\varphi}^4 + \\ + 74,1086587082827 \cdot \bar{\varphi}^3 - 14,2074528052471 \cdot \bar{\varphi}^2 + 0,894452996821201 \cdot \bar{\varphi} + \\ + 0,0697737076045541. \quad (13)$$

Або ж в загальному вигляді:

$$A = -c_1 \cdot \bar{\varphi}^6 + c_2 \cdot \bar{\varphi}^5 - c_3 \cdot \bar{\varphi}^4 + c_4 \cdot \bar{\varphi}^3 - c_5 \cdot \bar{\varphi}^2 + c_6 \cdot \bar{\varphi} + a_7, \quad (14)$$

де  $c_1, c_2, c_i$  – коефіцієнти поліному, що залежать від виду палива та режиму роботи двигуна.

Апроксимуємо показник характеру згорання за допомогою формул (7, 14), за результатами апроксимації будуюмо криві  $A = f(\bar{\varphi})$  на двох характерних режимах та  $m = f(\bar{\varphi})$  на біопаливі на зазначених режимах (переривчасті криві на рисунку 4).

Очевидно, що поліноми, описані формулами (12 – 13) справедливі й для двигуна 4Ч11,0/12,5.

По аналогії можна припустити, що і поліном, який описується формулою (4) також справедливий не тільки для різних режимів роботи, але й для різних видів палива для двигуна 4Ч11,0/12,5.

### Висновки і пропозиції

1. Представлено уточнену методуку моделювання процесу згорання в дизелях, засновану на експоненціальній моделі згорання І.І. Вібе;
2. Для апроксимації та моделювання процесу згорання за заявленою методикою, потрібно використовувати експериментальні дані характеристик тепловиділення;
3. Дослідженням існуючих в літературних джерелах експериментальних даних, встановлено залежність показника характеру згорання Вібе І.І. для двох типів дизелів, що використовуються в сільському господарстві, від повороту колінчастого вала двигуна на різних режимах;
4. Отримано формулу полінома, що в загальному вигляді описує зміну показника характеру згорання в залежності від режиму роботи даного двигуна та виду палива;
5. Уточнена модель дає можливість проводити розрахунок процесу згорання в дизелях з наддувом та без наддуву залежно від режиму та виду палива.

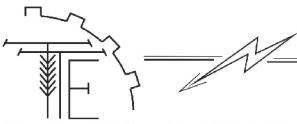
### Список літератури

1. *Вибє И.И. Новое о рабочем цикле двигателей.* – М.: МАШГИЗ, 1962. – 273 с.
2. *Семенов В.Г. Рябошапка В.Б. Применение модели Вибє И.И. для моделирования и аппроксимации процесса сгорания в дизеле 4Ч11,0/12,5 // "Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции – новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства": Сборник научных докладов XVII Международной научно-практической конференции, 24 – 25 сентября 2013 года, г. Тамбов.* – Тамбов: Изд-во Першина Р.В. – С. 175-180.
3. *Романов С.А. – Исследование рабочего процесса дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метаноле-топливной эмульсии: Автореф. дис. к-та технических наук: 05.04.02.* – Санкт-Петербург, 2010. – 19 с.
4. *Филипковский А.И. – Совершенствование рабочего процесса дизеля 4Н32/32 на основе физического и математического моделирования: Автореф. дис. к-та технических наук: 05.04.02.* – Харьков, 1988. – 20 с.
5. *Разлейцев Н.Ф. Математическая модель процесса сгорания в дизеле со струйным смесеобразованием / Н.Ф. Разлейцев, А.И. Филипковский // "Двигателестроение". 1990. -№7, - С. 52-56.*
6. *Ліньков О.Ю. Вибір та обґрунтування параметрів сумішоутворення та згорання в швидкохідному дизелі, який працює на альтернативному паливі: Автореф. дис. к-та технічних наук: 05.05.03.* – Харків, 2004.

– 22 с.

### References

1. *Vibe I.I. New about the working cycle of engines.* – М.: MASHGIZ, 1962. – 273 p.
2. *Semenov V.G. Ryaboshapka V.B. Application of the model vibey. S. for modeling and approximation of the combustion process in the diesel motor 4ch11,0/12,5 // "Improving efficiency of resource use in the production of the farm products – new technologies and a new generation of technology for crop and livestock production": Collection of scientific reports of the XVII International scientific-practical conference, 24 – 25 September 2013, Tambov.* – Tambov: Publishing house



Pershin R. V. – P. 175-180.

3. Romanov S.A. – Research of working process of diesel motor 4ch11,0/12,5 when working on methanol-fuel emulsions: author. dis. the technical Sciences: 05.04.02. – St. Petersburg.; 2010. – 19 S.

4. Filipkovsky A.S. – Improvement in the working process of diesel N/32 on the basis of physical and mathematical modeling: abstract. dis. the technical Sciences: 05.04.02. – Kharkov.; 1988. – 20 C.

5. Razleytsev N.F. A mathematical model of the combustion process in diesel engine spray mixture formation / N.F. Razleytsev, A.S. Filipkowski // "Real". 1990. -№7, - Pp. 52-56.

6. Linkov, A.J. – the Selection and justification of the parameters of mixture formation and combustion in high-speed diesel engines that runs on alternative fuels: author. dis. the technical Sciences: 05.05.03. – Kharkov.; 2004. – 22 P

### **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ТРАКТОРНЫХ И КОМБАЙНЫХ ДИЗЕЛЯХ, РАБОТАЮЩИХ НА РАЗНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА С ПОМОЩЬЮ УТОЧНЕННАЯ МОДЕЛИ И. ВИБЕ ПУТЕМ АППРОКСИМАЦИИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ**

**Аннотация:** на основе экспоненциальной модели горения И. И.Вибе, разработана методика моделирования и обработки результатов процесса тепловыделения в дизельных двигателях, базируется на идее переменного показателя характера сгорания. При использовании данной методики, можно установить и сравнить характер тепловыделения при использовании альтернативного топлива для одного и того же двигателя, а также при использовании одного и того же топлива для различных типов двигателей. Модель может быть использована в исследованиях и расчетах тракторных дизелей для оценки в дальнейшем эффективности работы машинно-тракторных агрегатов с использованием биодизельного топлива. В данной статье для сравнительного исследования было выбрано два типа двигателей – дизель с наддувом и без наддува, распространённые и используются в качестве энергетических средств для тракторов и комбайнов в сельском хозяйстве.

**Ключевые слова:** биодизельное топливо, показатель характера сгорания, коэффициент тепловыделения (сгорания), аппроксимация, дизельный двигатель, машинно-тракторный агрегат.

### **THE SIMULATION OF THE COMBUSTION PROCESS IN A TRACTOR AND COMBINE DIESEL ENGINES RUNNING ON DIFFERENT FUELS BY USING MORE REFINED MODELS I. VIBE, BASED ON THE APPROXIMATION EXPERIMENTAL DATA**

**Summari:** based on an exponential model of combustion I. I. Vibe, a procedure is developed for modeling and processing the results of the process of heat release in diesel engines is based on the idea of a variable indicator of character of combustion. When using this technique, you can install and compare the nature of heat dissipation when using alternative fuels for the same engine using the same fuel for different engine types. The model can be used in research and calculation of tractor diesel engines to assess further the efficiency of machine-tractor aggregates with the use of biodiesel. In this article for comparative investigations we have chosen two types of engines – diesel with supercharger and without naturally aspirated, good spread and are used as energy means to tractors and combine harvesters in agriculture.

**Keywords:** biodiesel, an indicator of character of combustion, the rate of heat release (combustion), approximation, diesel engine, machine-tractor unit.