

УДК 629.331

**В.І. Захарчук, Ю.В.Захарчук**  
**Луцький національний технічний університет**  
**ОЦЕНКА ПОКАЗНИКОВ ДВИГУНА ПРИ ЙОГО РОБОТІ НА**  
**АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВАХ**

*Описано метод оцінки та прогнозування енергетичних та паливо-економічних показників двигуна при використанні альтернативних палив за його зовнішньою швидкісною характеристикою, при побудові якої потужність двигуна визначається за теплою згорання паливо-повітряних сумішей.*

**Ключові слова:** двигун, альтернативне моторне паливо, зовнішня швидкісна характеристика, теплота згорання паливо-повітряної суміші

*Рис 4. Літ 10.*

**В.И.Захарчук, Ю.В.Захарчук.**  
**ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ЕГО РАБОТЕ**  
**НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ**

*Описано метод оценки и прогнозирования энергетических и топливно-экономических показателей двигателя при использовании альтернативных топлив по его внешней скоростной характеристике, при построении которой мощность двигателя определяется по теплоте сгорания топливо-воздушных смесей.*

**V.Zakharchuk, U. Zakharchuk**  
**EVALUATION OF PERFORMANCE OF THE ENGINE AT ITS WORK**  
**ON ALTERNATIVE FUELS.**

*Elaborated the method of analytical determination and simulation of engines of vehicles that run on alternative motor fuels, for their external speed characteristics. In this paper, for calculate of capacities of the engines is used the connection between useful work (power) of engine and the amount of heat spent to obtain it. For that determined the heat of combustion of fuel mixtures of different fuels.*

*As a measure of the efficiency of the fuel and energy field of engine that combines indexes load characteristics, in the paper introduced complex index mutual by associativity power and fuel economic indexes of engine - the mechanical equivalent of one MJ of fuel.*

*By means of the method of evaluation of indexes of the engine for its external speed characteristic of running on alternative fuels established that the specific fuel consumption of basic diesel by external characteristic on 20-25% less than in the whole operating range, than converted from diesel of gas engine. The power of gas engine to 4% higher than diesel. Thus, in condition of work on the external characteristic gas engine has bigger power, higher acceleration stability of working than diesel, but less economical.*

**Keywords:** engine, an alternative motor fuel, external speed characteristic, heat of combustion of the fuel- air mixture.

**Постановка проблеми.** На сьогоднішній день у нашій державі є великий парк колісних транспортних засобів та мобільної сільськогосподарської техніки з дизелями, які працюють на дизельному паливі нафтового походження. Але вартість дизельного палива весь час зростає та погіршується екологічна ситуація в країні. Одним з основних шляхів виходу з цієї ситуації є адаптація дизелів до роботи на альтернативних паливах [1, 2].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Енергетичну ефективність роботи двигуна при використанні альтернативних моторних палив (АМП), стійкість його роботи, взаємодія його показників з транспортним засобом і навколишнім середовищем (НС) визначаються його швидкісними і навантажувальними характеристиками. За даними літературних джерел [3, 4] для розрахунку та побудови зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) двигуна застосовуються емпіричні формули, які визначають поточні значення потужності  $N_{ex}$  і питомої ефективної витрати палива  $g_{ex}$ . Згідно з попередніми даними використання цих формул для розрахунку показників ЗШХ ДВЗ дає дуже великі похибки не тільки для двигунів на АМП, але і для сучасних моделей бензинових ДВЗ і дизелів [9].

**Мета дослідження** – оцінити енергетичні та паливо економічні показники двигуна при його роботі на нафтовому дизельному паливі, біодизельному паливі та природному газі.

**Основні результати дослідження.** У наших дослідженнях для розрахунку потужності двигуна використано зв'язок між корисною роботою (потужністю) двигуна і кількістю теплоти, витраченою для її одержання [3]:

©В.І.Захарчук, Ю.В.Захарчук

$$Q_e = N_e = H_{см} \frac{V_{см}}{3,6 \cdot 10^3} \eta_e, \text{ кВт}, \quad (1)$$

де  $H_{см}$  - теплота згоряння паливоповітряної суміші, МДж/м<sup>3</sup>,

$V_{см}$  - годинна витрата паливоповітряної суміші, м<sup>3</sup>/год

$\eta_e$  - ефективний ККД.

За розрахунковими значеннями отримується величина зміни теплоти згоряння горючих сумішей різних палив в залежності від їх складу (рис. 1):

$$H_{см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{\alpha L_0}, \quad (2)$$

де  $H_u$  - нижча теплота згоряння палива, МДж/кг (МДж/ м<sup>3</sup>),

$\Delta H_u$  - хімічна неповнота згоряння палива, МДж/кг (МДж/ м<sup>3</sup>),

$\alpha$  - коефіцієнт надлишку повітря,

$L_0$  - кількість повітря, теоретично необхідна для повного згоряння 1 кг палива.

На попередньому етапі характер зміни  $\eta_e$  приймається таким же, як для базових двигунів, хоча механічні втрати у двигунів на АМП, зокрема на газовому паливі, вважаються меншими через поліпшення умов змащення [3].

Витрата горючої суміші для ДВЗ певної конструкції визначається за формулою

$$V_{см} = \left( \frac{V_h \cdot i}{1000} \cdot \frac{60n}{\tau} \right) \frac{T_0 \cdot p_a}{T_a \cdot p_o} \cdot \eta_v \cdot \gamma, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3)$$

де  $V_h$ ,  $i$  – об'єм і кількість циліндрів;  $\tau$  - тактність двигуна;  $n$  - частота обертання, хв<sup>-1</sup>;  $\eta_v$  - коефіцієнт наповнення циліндрів;  $T_0$ ,  $T_a$ ,  $p_o$ ,  $p_a$  - відповідно температура і тиск навколишнього середовища і в кінці впуску;  $\gamma = 1,11 \dots 1,14$  - коефіцієнт повноти заряду, що враховує запізнення закриття впускного клапана [5].

В якості міри ефективності паливно-енергетичного поля двигуна, яке об'єднує показники навантажувальних характеристик, в роботі введено комплексний показник, взаємно пов'язуючий енергетичні та паливо-економічні показники двигуна – механічний еквівалент одного МДж палива

$$ME = \frac{M_k \omega}{G_n}, \text{ Вт*год/МДж}, \quad (4)$$

де  $M_k$  - ефективний крутний момент двигуна, Нм, який розвивається при частоті обертання колінчастого вала  $\omega$ , с<sup>-1</sup> та годинній витраті палива в енергетичних одиницях  $G_n$ , МДж/год.

Паливно-енергетичне поле відображає міру потенційних можливостей двигуна і умови, за яких можлива максимально вигідна його реалізація за рахунок взаємної погодженості характеристик двигуна та показників палива.

Для зручності порівняння паливно-енергетичних показників двигуна при використанні різних палив розглядається цільова функція

$$ME_{\max} = f(M_k, n) \quad (5)$$

Кількісна оцінка транспортної роботи ТЗ має виконуватись на основі комплексних критеріїв та нормованих вимірників, відображаючих закономірні зв'язки основних факторів транспортної роботи з параметрами і вихідними характеристиками двигуна. З цією метою в роботі

вводиться комплексний критерій техніко-економічної ефективності транспортного засобу (ТЗ), який може використовуватись як комплексний показник паливо-швидкісних властивостей

$$K_{me} = \frac{m_{mз} \cdot V}{G_n}, \text{ ткм/МДж},$$

де  $m_{mз}$  - повна маса ТЗ, т;  $V$  – середня швидкість руху, км/год;

$G_n$  - середня годинна витрата палива в енергетичних одиницях, МДж/год

Для полегшення виконуваних розрахунків прийнято закон зміни  $\alpha$  для різних обертів двигунів та за даними теплових розрахунків при різних частотах обертання встановлені зміни  $\eta_v$  та  $\eta_e$  для двигуна при його роботі на різних паливах залежно від частоти обертання колінчастого вала.

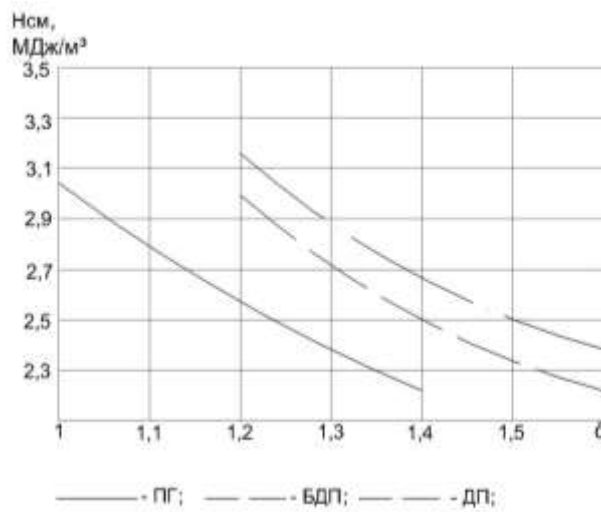


Рис. 1. Залежність теплоти згоряння паливоповітряних сумішей різних палив від складу суміші

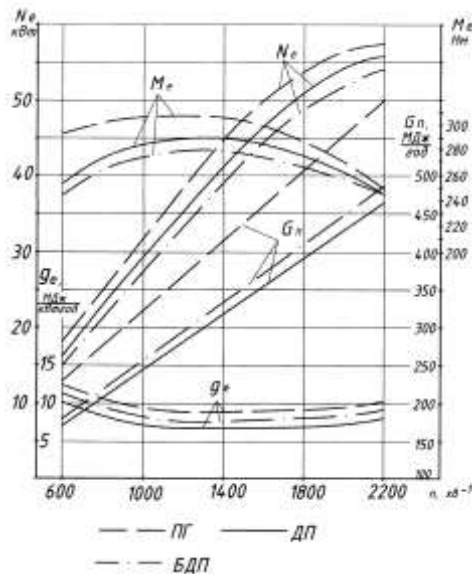


Рис. 2. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна Д-243 при його роботі на різних паливах

©В.І.Захарчук, Ю.В.Захарчук

Найбільший інтерес представляє порівняння показників дизеля та переобладнаного з дизеля газового двигуна. Для оцінки і порівняння газового двигуна і базового дизеля використовують наступні показники, які визначаються з їх зовнішніх швидкісних характеристик, отриманих розрахунком:

- а) стійкість режиму роботи і здатність долати зустрічний опір без переходу на нижчу передачу;
- б) прийомистість двигуна;
- в) паливна економічність.

Продуктивність транспортного засобу вища тим, чим менше змінюється його швидкість при зміні зовнішніх умов. Щоб при роботі по зовнішній характеристиці режим руху був стійким, при зміні опору швидкість ТЗ, а відповідно, і частота обертання двигуна повинні змінюватися якнайменше. Порівняння стійкості режиму роботи різних двигунів проводять накладенням відповідних зовнішніх характеристик крутного моменту  $M_k$  (рис.2).

Оскільки дизель має більш полого криву коефіцієнта наповнення, ніж газовий двигун, то крива його крутного моменту також більш полого. На номінальному режимі обидва двигуни можуть подолати момент опору.

З рис. 2 видно, що для газового двигуна частота обертання змінюється в більш вузьких межах, тобто стійкість режиму його роботи вища. Якщо зміна опору для обох двигунів викликала зниження частоти обертання і це було короткочасним, то початковий режим швидше відновиться в тому випадку, коли бере участь більша кількість енергії. Тому, чим більше перевищення крутного моменту над моментом опору, тим швидше двигун відновить початковий режим. З цієї точки зору кращою є характеристика газового двигуна, в якого крутний момент більший, ніж крутний момент в дизеля.

Підвищення крутного моменту при зниженні частоти обертання двигуна характеризується запасом крутного моменту, який являє собою відношення різниці між максимальним і номінальним крутними моментами до номінального:

$$\mu = \frac{M_{k, \text{макс}} - M_{k, \text{н}}}{M_{k, \text{н}}} \cdot 100 = \frac{289,4 - 243,2}{243,2} \cdot 100 = 19\% \text{ - дизель}$$
$$\mu = \frac{M_{k, \text{макс}} - M_{k, \text{н}}}{M_{k, \text{н}}} \cdot 100 = \frac{306,9 - 247,5}{247,5} \cdot 100 = 24\% \text{ - газовий}$$

За статистичними даними запас крутного моменту коливається в межах для двигунів з іскровим запалюванням 24 - 40%, для дизелів 10 - 24%. Він характеризує можливість двигуна долати зустрічний опір за рахунок збільшеного крутного моменту при зниженні швидкості без переключення передачі.

При русі транспортного засобу зустрічається короткочасний опір руху, який долається не тільки за рахунок збільшеного крутного моменту, але і за рахунок кінетичної енергії двигуна при малій частоті обертання.

Таким чином, з точки зору стійкості режиму роботи характеристика крутного моменту газового двигуна краща, ніж характеристика дизеля.

Прийомистість газового двигуна і дизеля можна порівняти також положенням їх швидкісних характеристик при однакових значеннях крутного моменту на номінальній частоті обертання (рис. 2).

Більш круті характеристики крутного моменту газового двигуна забезпечують йому більше перевищення крутного моменту над моментом опору, який витрачаються на розгін транспортного засобу, а отже і більш високі динамічні властивості транспортних засобів з газовими двигунами.

Прийомистість двигуна в експлуатації визначається не тільки характеристиками, знятими на сталих режимах, але і типом застосовуваної на двигуні паливної апаратури, яка визначає характер перехідних процесів. При однаковому максимальному крутному моменті більш високу прийомистість має дизель.

Економічність роботи двигуна оцінюється питомою витратою палива в енергетичних одиницях на одиницю ефективної роботи та годинною витратою палива. Питома витрата палива дизеля по зовнішній характеристиці на 20-25% менша по всьому робочому діапазоні, ніж газового двигуна. Це пояснюється, в основному, більш високим ступенем стиску дизеля, а також його роботою на бідних паливоповітряних сумішах на всіх режимах. Потужність газового двигуна до 4% більша, ніж дизеля. Потужність та крутний момент дизеля при роботі на біопаливі менші в порівнянні з роботою на нафтовому паливі, а витрата палива є більшою внаслідок меншої теплоти згоряння.

Таким чином, в умовах роботи по зовнішній характеристиці газовий двигун має більшу потужність, більш високу стійкість роботи і прийомистість, ніж дизель, але менш економічний.

Перевірка адекватності математичної моделі ЗШХ, побудованої за теплою згоряння паливоповітряної суміші, здійснювалась шляхом порівняння розрахункової та експериментальної характеристик дизеля Д-243. Результати порівняння показують, що максимальне відхилення значень розрахункових та експериментальних показників ефективної потужності та крутного моменту не перевищує 8%.

Паливно-енергетичне поле відображає міру потенційних можливостей двигуна і умови, за яких можлива максимально вигідна його реалізація за рахунок взаємної погодженості характеристик двигуна та показників палива.

На рис. 3 показана цільова функція механічного еквівалента  $ME_{max} = f(n)$  для двигуна Д-243 при використанні різних палив. З графіків видно, що найбільш високі значення механічного еквівалента має дизельне паливо. Але найменша різниця між значеннями спостерігається в зоні низьких частот обертання і значних навантажень на двигун. Найбільше значення цільова функція має при частоті обертання, яка відповідає максимальному крутному моменту. Використовуючи цільову функцію  $ME_{max} = f(M_k, n)$  можна визначити оптимальні зони паливно-енергетичного поля двигуна для використання їх в якості робочих при використанні різних палив.

Кількісна оцінка транспортної роботи ТЗ має виконуватись на основі комплексних критеріїв та нормованих вимірників, відображаючих закономірні зв'язки основних факторів транспортної роботи з параметрами і вихідними характеристиками двигуна.

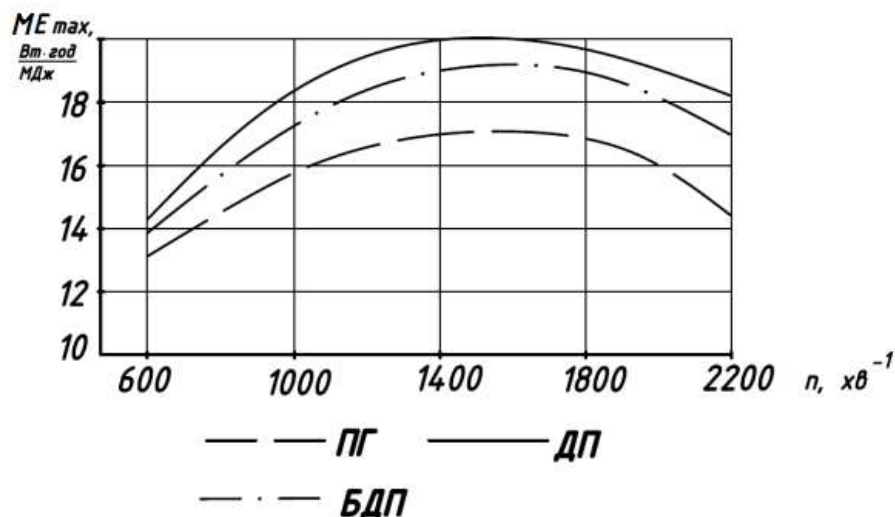


Рис. 3. Залежність цільової функції  $ME_{max}$  від частоти обертання двигуна Д-243 при роботі на різних паливах

На рис. 4 показана залежність критерію техніко-економічної ефективності від швидкості усталеного руху ТЗ. Цей критерій об'єктивно відображає продуктивність, тягово-швидкісні властивості та паливну економічність ТЗ при використанні різних палив.

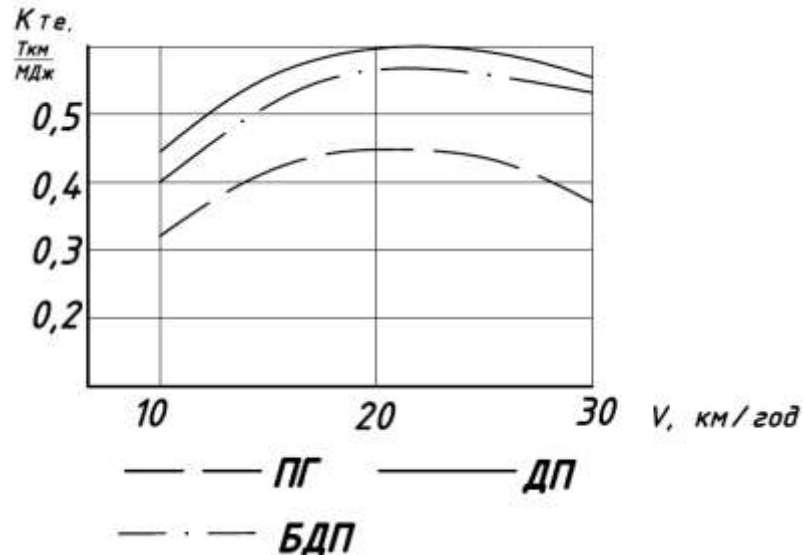


Рис. 4. Залежність критерію техніко-економічної ефективності від швидкості усталеного руху трактора МТЗ-80

**Висновки.** Найкращі значення критерію властиві трактору з дизелем, працюючому на нафтовому ДП, найгірші – трактору з газовим двигуном, що пояснюється більшою до 25% питомою ефективною витратою палива при роботі двигуна за ЗШХ. Найбільша техніко-економічна ефективність при роботі на всіх видах палива досягається при швидкості трактора 22...23 км/год, що пояснюється роботою двигуна з крутним моментом, близьким до максимального. Взаємозв'язок критерію техніко-економічної ефективності  $K_{me}$  та механічного еквівалента  $ME$  одного МДж палива обумовлюють вимоги до паливно-енергетичного потенціалу двигуна і до взаємної узгодженості характеристик двигуна та ТЗ в цілому.

1. Анискин В.И. Внедрение в сельскохозяйственное производство техники, работающей на сжатом природном газе // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. - 2005. - № 1.- С. 17-18.
2. Андрусенко П.И., Бурцев О.Н., Гутаревич Ю.Ф. Характеристики автомобильных и тракторных двигателей, К. Выща школа, 1978, 128 с.
3. Базаров Б.И. Работа поршневых двигателей на альтернативных видах топлива. – Ташкент: ТАДИ, 2001. – 238с.
4. Гусаков С.В. Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников. – М.:ИПК РУДН, 2008.–318 с.
5. Закон України про альтернативні палива/Відомості Верховної Ради України, 2013, №19-20, ст. 177.
6. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М., 2000. – 310 с.
7. Матейчик В.П., Яновський В.В., Захарчук В.І. Дослідження газового двигуна з іскровим запалюванням, переобладнаного з дизеля//«Автошляховик України», №4 – 2008. – с.13-16.
8. Савельев Г.С. Технологии и технические средства адаптации автотракторной техники к работе на альтернативных видах топлива. Автореф. дис. ... докт. техн. наук. 05.20.01. – М.: ВИМ, 2011.- 42 с.
9. Савчинський І.Г. Вплив режимів роботи автомобільних двигунів на їх показники. Вінниця, ВНТУ, 2001. – 93.
10. Хачиян А. С. Применение различных топлив и энергетических установок в автомобилях будущего // Двигателестроение.-2004.-№1-с.-28-31.

Стаття надійшла до редакції 26.04.2014

©В.І.Захарчук, Ю.В.Захарчук