

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

В. В. Чуба, к.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України

В статті представлені результати теоретичних та експериментальних досліджень, які дозволяють виконати оцінку зміни експлуатаційних параметрів роботи МТА при виконанні технологічних операцій сільськогосподарського виробництва при застосуванні дизельного біопалива.

Ключові слова: машинно-тракторний агрегат, дизельне біопаливо, витрата палива, динаміка МТА.

Цілі роботи та постановка задачі. Нестача власних енергоресурсів і постійний ріст цін на них спонукає до пошуку альтернативних джерел енергії. Одним із головних напрямів розвитку альтернативної енергетики є використання дизельного біопалива, одержаного з рослинної олії. Перш за все, це важливо для сільського господарства, адже від своєчасного забезпечення його паливно-мастильними матеріалами залежить майбутній врожай. За останні 10 років ціни на дизельне паливо зросли більше ніж у 5 разів. Дизельне біопаливо за своїми властивостями подібне до дизельного палива, проте має певні недоліки, а саме: вищу кінематичну в'язкість, температуру помутніння та застигання, а також меншу теплотворну здатність. Більшість паливних систем автотракторних двигунів розроблені з урахуванням властивостей дизельного палива, а тому застосування дизельного біопалива у чистому вигляді призводить до погіршення експлуатаційних показників роботи двигуна.

Виконаних на тепер досліджень із впливу чистого дизельного біопалива на експлуатаційні параметри машинно-тракторного агрегату (МТА) при виконанні технологічних операцій сільськогосподарського виробництва недостатньо для забезпечення ефективного застосування даного типу палива.

Головна частина. Одним із шляхів зменшення прямих витрат при виконанні механізованих робіт є визначення оптимальних режимів роботи двигуна енергозасобу (мінімальної витрати палива) при забезпеченні агротехнологічних вимог до технологічної операції. У працях Б. С. Свірщевського [1] та Ю. К. Киртбая [2] розглянуто МТА як систему твердих тіл, що

$$F_T = \frac{1}{r_{BK}} \left(\frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i_{Q_{НДБП}} \eta_{ЕДП} k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{M_{ВВП}}{\eta_{ТРВВП} i_{ТРВВП}} \right) (1 - \delta_B) \eta_{ТРВК} i_{ТРВК}, \quad (1)$$

де F_T – сила тяги трактора, Н; r_{BK} – діаметр ведучого колеса, м; $S_{ПЛ}$ – площа плунжерної пари, м²; $l_{ПЛ}$ – активний хід плунжера, м; $\rho_{П}$ – густина палива, кг/м³; $k_{ПЛ}$ – коефіцієнт подачі палива плунжером паливного насоса, відн. од.; i – кількість впорскувань палива за один оберт двигуна, об⁻¹; $Q_{НДБП}$ – нижча теплотворна здатність дизельного біопалива, Дж/кг; $\eta_{ЕДП}$ – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному паливі, відн. од.; $k_{ЗМДБП}$ – коефіцієнт зменшення ефективності використання дизельного біопалива

пов'язані між собою як жорсткими, так і пружними елементами. При виконанні роботи вся система тіл здійснює поступальний рух, при цьому деякі елементи системи здійснюють також і обертовий рух. Вчені розглядали рівняння руху МТА як баланси сил та затраченої потужності. Даний підхід дає змогу визначити миттєвий розподіл потужності, проаналізувати дію сил в системі, визначити об'єкти, за рахунок яких можна зменшити енергозатрати, але не вирішує задачу визначення ефективних режимів роботи МТА. У дослідженнях Л. В. Погорілого [3], І. Й. Натанзона [4], Е. А. Фінна [5], І. І. Мельника [6] та інших приділено значну увагу комплектуванню складу МТА та обґрунтуванню оптимальних комплексів машин і машинного парку. Дані дослідження при врахуванні існуючого на сьогодні різноманіття ринку сільськогосподарських машин та енергозасобів потребують проведення великих об'ємів експериментальних досліджень для визначення експлуатаційних параметрів та виявлення їх оптимальних режимів роботи та характеристик.

Для розв'язання поставленої задачі виконано силовий аналіз роботи МТА (рис. 1.) із урахуванням параметрів агротехнологічного середовища. Рушійною силою МТА є енергія палива, яку двигун внутрішнього згорання енергетичного засобу перетворює на обертальний момент, який за допомогою трансмісії передається на ведучі колеса та створює тягову силу. Крутний момент двигуна також витрачається на привід робочої машини через вал відбору потужності. З урахуванням цього сила тяги МТА, при роботі на дизельному біопаливі може бути визначена за таким виразом:

порівняно з дизельним паливом; відн. од.; $M_{ВВП}$ – крутний момент робочої машини на валу відбору потужності, Н м; $\eta_{ТРВВП}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії вала відбору потужності, відн. од.; $i_{ТРВВП}$ – передаточне число трансмісії від двигуна до вала відбору потужності, од.; δ_B – коефіцієнт буксування ведучих коліс, відн. од.; $\eta_{ТРВК}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії енергозасобу, відн. од.; $i_{ТРВК}$ – передаточне число трансмісії від двигуна до ведучих коліс, од.

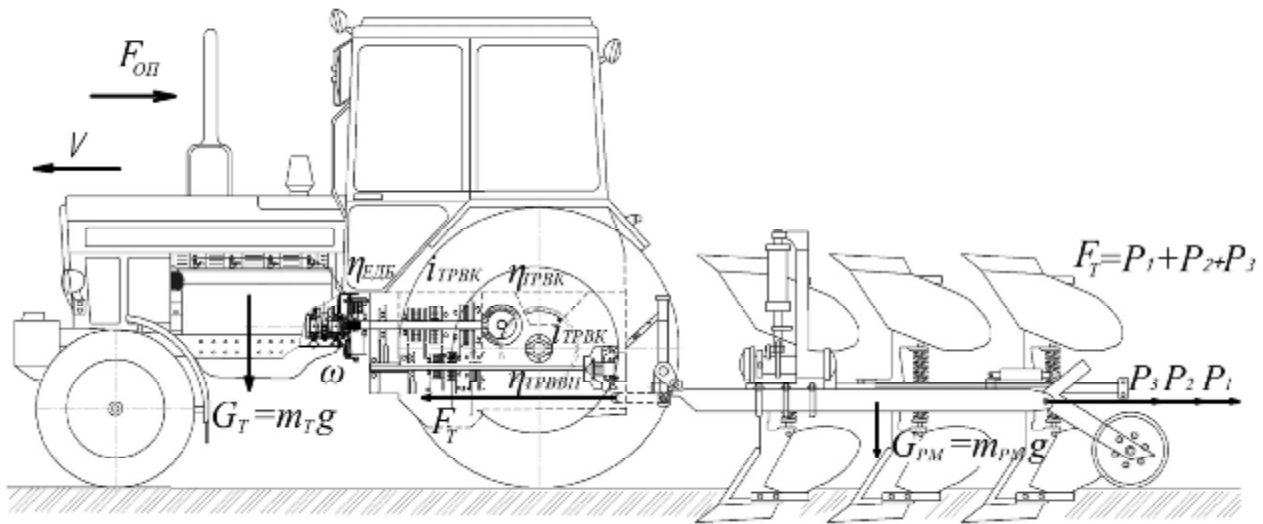


Рис. 1. Розрахункова схема МТА

При використанні дизельного біопалива відбувається зменшення ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна. Співвідношення витрат дизельного палива та дизельного біопалива перебуває у обернено пропорційній залежності від їх нижчих теплотворних здатностей та ефективних коефіцієнтів корисної дії двигуна на відповідному виді палива. При повному згоранні палива у циліндрі двигуна максимальне значення ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна буде визначатися фактичним співвідношенням нижчих теплотворних здатностей дизельного біопалива та дизельного палива. З урахуванням цього коефіцієнт зменшення ефективності використання дизельного біопалива порівняно з дизельним паливом можна визначити за таким виразом:

$$k_{зМДБП} = \frac{\eta_{ЕДБП}}{\eta_{ЕДП}} = \frac{Q_{НДП} G_{ДП}}{Q_{НДБП} G_{ДБП}}, \quad (2)$$

де $\eta_{ЕДБП}$ – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному біопаливі, відн. од.; $Q_{НДП}$ – нижча теплотворна здатність дизельного палива, Дж/кг; $G_{ДП}$ – годинна витрата дизельного палива, кг/год; $G_{ДБП}$ – годинна витрата дизельного біопалива, кг/год.

Рівняння динаміки руху МТА в залежності від навантаження та експлуатаційних параметрів агрегату, типу палива та геометричних параметрів паливоподачі, зміни ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна та його режиму роботи, передаточного числа трансмісії та параметрів, що характеризують агротехнологічне середовище та причіпну машину, матиме наступний вигляд:

$$\begin{aligned} & \frac{(m_T + m_{PM}) r_{BK}^2 (1 - \delta_B) d\omega}{i_{TRVK}} = \\ & = \left(\frac{S_{ПЛ1} ПЛРП k_{ПЛ1} Q_{НДБП} (\alpha \omega^2 + \beta \omega + \gamma) k_{зМДБП}}{2\pi} - \frac{M_{ВВП}}{i_{TRVVI} i_{TRVVI}} \right) (1 - \delta_B) \eta_{TRVK} i_{TRVK} - \\ & - r_{BK} f m_T g - \frac{k_{ОБТ} S_{ЛОБ} \omega^2 r_{BK}^3 (1 - \delta_B)^2}{i_{TRVK}^2} - r_{BK} f' m_{PM} g - r_{BK} k a b - r_{BK} \theta a b \left(\frac{\omega}{i_{TRVK}} r_{BK} (1 - \delta_B) \right)^2, \end{aligned} \quad (3)$$

де m_T – маса трактора, кг; m_{PM} – маса робочої машини, кг; ω – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с; f – коефіцієнт опору кочення коліс, відн. од.; g – прискорення сили земного тяжіння, м/с²; $k_{ОП}$ – коефіцієнт опору повітря, Н с²/м⁴; $S_{ЛОБ}$ – площа лобового опору МТА, м²; α , β , γ – коефіцієнти апроксимації експериментальної залежності зміни ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна від кутової швидкості обертання колінчастого вала; f' – сумарний коефіцієнт тертя, який складається з тертя знаряддя об ґрунт та тертя кочення опорного колеса плуга, відн. од.; k – питомий опір деформації ґрунту, Н/м²; a – ширина оброблюваного пласта, м; b – глибина оброблювального пласта, м; θ –

коефіцієнт, який враховує співвідношення швидкості відкидання пласта та швидкості плуга, Н с²/м⁴.

Рішення цього диференційного рівняння приведене до кутової частоти обертання двигуна має такий вигляд:

$$\omega = \frac{1}{2P} \left[\left(\sqrt{L^2 - 4PK} \right) \frac{2P\omega_{П1} + L + \left(\sqrt{L^2 - 4PK} \right) \left(\frac{1 - e^{J'}}{1 + e^{J'}} \right)}{\left(2P\omega_{П1} + L \right) \left(\frac{1 - e^{J'}}{1 + e^{J'}} \right) + \sqrt{L^2 - 4PK}} - L \right], \quad (4)$$

де $\omega_{П1}$ – початкова кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с;

$$P = \frac{G\alpha - C}{A}, \quad L = \frac{G\beta}{A}, \quad K = \frac{G\gamma - H - I}{A},$$

$J = \sqrt{L^2 - 4PK}$ – згруповані значення параметрів

математичної моделі, до складу яких входять величини, що характеризують:

$$A = \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}^2(1-\delta)}{i_{TPVK}} - \text{момент інерції МТА, кг м}^2;$$

$$G = \frac{S_{ПЛ}l_{ПЛ}\rho_{П}k_{ПЛ}i_{Q_{НДБП}}k_{ЗМДБП}(1-\delta_B)\eta_{TPVK}i_{TPVK}}{2\pi} -$$

енергію палива, виходячи із параметрів паливо-

$$\text{подачі, Дж; } C = \frac{(k_{OBT}S_{ЛОБ} + \theta ab)r_{BK}^3(1-\delta_B)^2}{i_{TPVK}^2} - \text{вплив}$$

лобового опору повітря та кінетичної енергії при переміщенні пласта ґрунту, Н с² м;

$$H = \frac{M_{ВВП}}{i_{TPVK}i_{TPVK}}(1-\delta_B)\eta_{TPVK}i_{TPVK} - \text{момент опору на}$$

валу відбору потужності, Н м;

$$I = r_{BK}(fm_Tg + f' m_{PM}g + kab) - \text{суму моментів опору}$$

перекочування трактора, опору тертя при пе-

реміщенні агрегату та опору деформації пласта ґрунту, Н м.

Отримане рівняння описує динаміку зміни кутової швидкості колінчастого вала двигуна при зміні зовнішніх параметрів, які характеризують роботу МТА при виконанні технологічних операцій та характеристик палива, що застосовується.

На базі отриманої математичної моделі динаміки руху МТА виконано моделювання зміни експлуатаційних параметрів МТА на базі трактора Кий-14102 з двигуном Д-245 при виконанні технологічної операції оранки, отримано залежності зміни кутової швидкості колінчастого вала двигуна та швидкості руху МТА (рис. 2), а також залежності зміни витрати палива залежно від типу палива, зміни навантаження та параметрів паливоподачі (рис. 3).

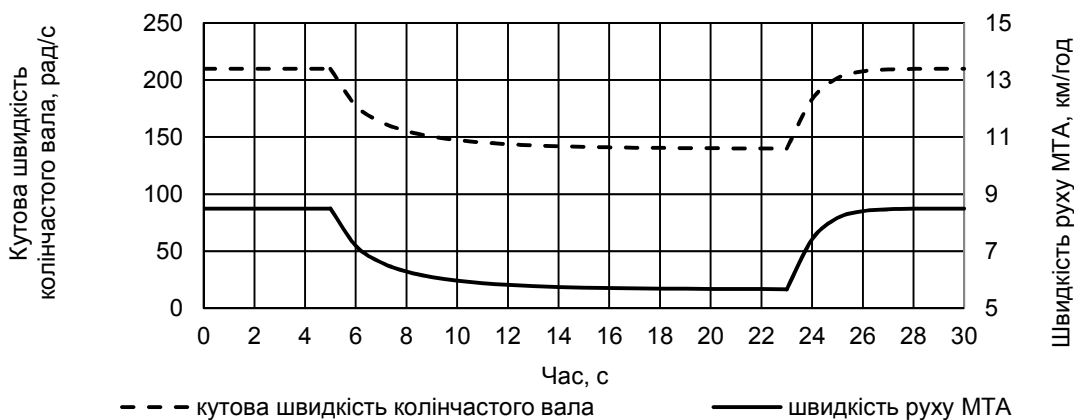


Рис. 2. Динаміка швидкісних характеристик двигуна та МТА при зміні навантаження та подачі палива

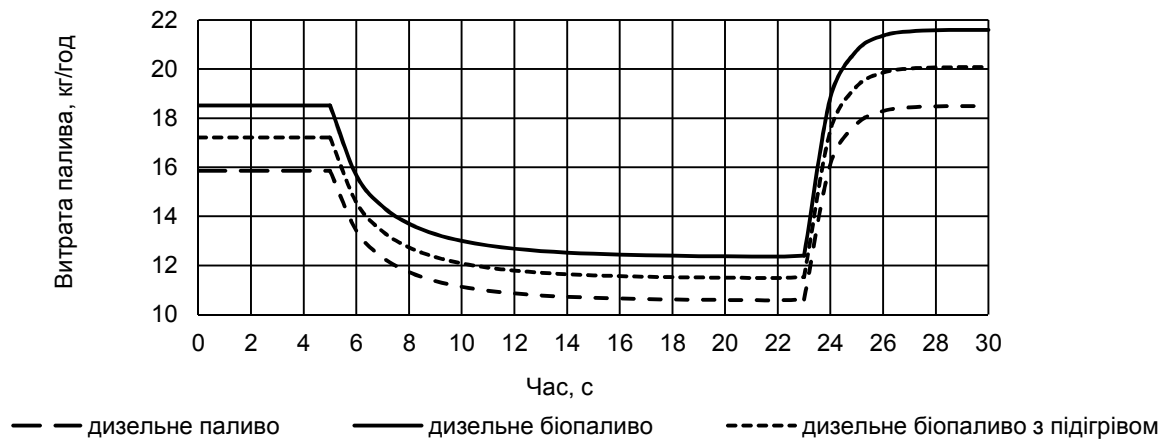


Рис. 3. Динаміка витрати палива при зміні навантаження на різних типах палива

Аналіз отриманих залежностей рис. 2 та рис. 3 показує, що при збільшенні тягового зусилля на 25%, при незмінній подачі палива, виникає перехідний режим, який триває 18 с. Упродовж цього часу витрати палива зменшуються на 33% та відбувається зменшення робочої швидкості руху МТА. Для виходу агрегату на початкову швидкість руху, необхідно збільшувати подачу палива на 75%, а перехідний режим, упродовж якого МТА розвине початкову швид-

кість руху триватиме 5 с.

При незмінній швидкості руху МТА і відповідно постійній кутовій швидкості колінчастого вала, із рівняння (4) можна отримати вираз для розрахунку витрат палива:

$$G_{Год} = \frac{3600 \omega (C\omega^2 + H + I)}{Q_{НДБП} k_{ЗМДБП} (\alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma) (1-\delta_B) \eta_{TPVK} i_{TPVK}}; \quad (5)$$

$$g = \frac{3600}{Q_{НДБП} k_{ЗМДБП} (\alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma)} 10^6, \quad (6)$$

де $G_{Год}$ – годинна витрата палива,

кг/год; g – питома витрата палива, г/(кВт год).

Наведені рівняння описують взаємозв'язок між властивостями агротехнологічного середовища, конструкційними параметрами робочого агрегату, типом палива та експлуатаційними показниками МТА при рівномірному русі.

На рис.4 наведено результати експериментальних досліджень та дані теоретичного розрахунку впливу тягового опору МТА при виконанні технологічної операції оранки на годинну витрату палива при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі.

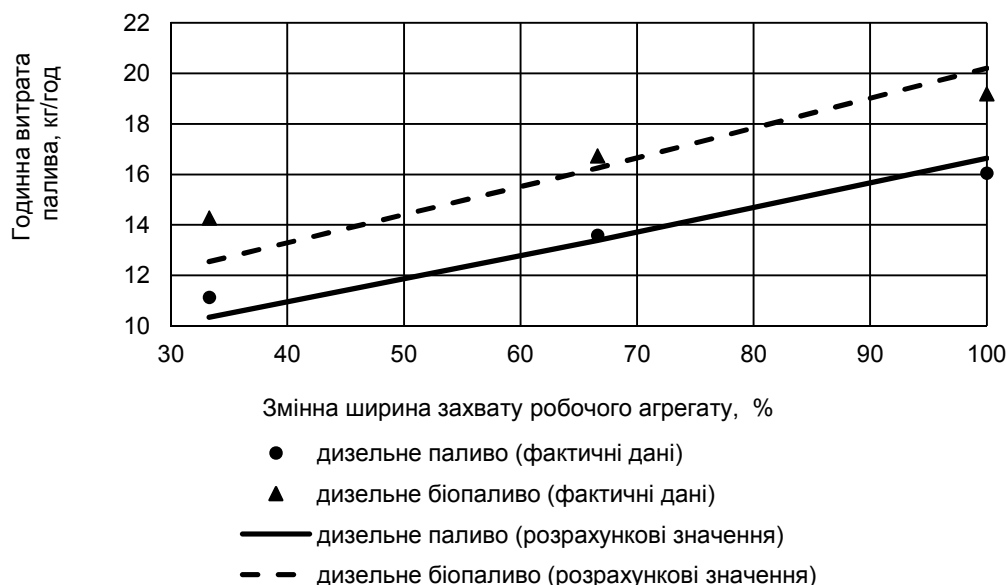


Рис. 4. Залежність годинної витрати палива від тягового опору агрегату при роботі МТА на дизельному паливі та дизельному біопаливі

Індекс детермінації, який характеризує рівень наближення теоретичних та експериментальних даних, при роботі МТА на дизельному паливі становить $\eta^2 = 0,95$, а на дизельному біопаливі – $\eta^2 = 0,92$, та свідчить про адекватність отриманих теоретичних залежностей.

Висновок. Отримано математичну модель, яка характеризує взаємозв'язок між кутовою швидкістю колінчастого вала двигуна, а

відповідно і швидкістю руху МТА та його експлуатаційними параметрами, властивостями агротехнологічного середовища та типом палива і дає змогу описати динаміку перехідних процесів роботи МТА. Отримані порівняльні результати дають змогу стверджувати про можливість застосування отриманих залежностей для виконання теоретичного моделювання параметрів роботи МТА при застосуванні дизельного біопалива.

Список використаної літератури:

1. Свирцевский Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка: учебн. [для ин-тов и фак. Механизации и электрификации с.-х.] / Б.С. Свирцевский ; – М.: Сельхозгиз, 1958. – 660 с.
2. Киртбая Ю. К. Основы теории использования машин в сельском хозяйстве / Ю. К. Киртбая. – М.: Машгиз, 1959. – 232 с.
3. Погорельый Л. В. Применение методов системного анализа при испытаниях сельскохозяйственной техники / Л. В. Погорельый, В. В. Брей // Обзорная информация ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”. – М.: ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”, 1976. – 68 с.
4. Натанзон І. Й. Комплектування машинно-тракторного парку колгоспів і радгоспів різних зон УРСР. / І. Й. Натанзон – К.: Вид-во Укр. акад. с.-г. наук, 1961. – 104с.
5. Губко В. Р. Питання методики і результати розрахунків машинно-тракторного парку на ЕОМ / В. Р. Губко, Е. А. Фінн, Л. М. Козакова // Застосування математичних методів у дослідженнях складних процесів сільськогосподарського виробництва / голов. ред. В. С. Крамаров. – К.: Урожай, 1972. – С. 10–17.
6. Мельник І. І. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник / І. І. Мельник, В. Д. Гречкосій, В. В. Марченко – К.: ВВЦ НАУ, 2004.– 151с.

Чуба В.В. Исследование динамики машинно - тракторного агрегата при использовании дизельного биотоплива

В статье представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований, которые позволяют выполнить оценку изменения эксплуатационных параметров работы МТА

при выполнении технологических операций сельскохозяйственного производства при применении дизельного биотоплива.

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, дизельноебиотопливо, расход топлива, динамика МТА.

Chuba V.V. The study of the dynamics of the machine - tractor unit when using biodiesel

Objectives work and problem statement. Lack of domestic energy resources and the constant rise in prices encourages them to seek alternative energy sources. One of the main directions of development of alternative energy is the use of biodiesel derived from vegetable oil. Most fuel systems for automotive engines tailored to the characteristics of diesel fuel, and so the use of biodiesel in its pure form leads to poor operational performance of the engine.

Now research performed on the influence of pure biodiesel in operational settings tractor unit (MTU) in the performance of manufacturing operations in agricultural production is not enough to ensure the effective application of this type of fuel.

Body. Theoreticaldependenceofdynamicsof MTUisgot. It characterizes the relationship between the angular velocity of the crankshaft the engine operating parameters and operating MTU machines, properties Agro-technological environment and the type of fuel. Andgivesanopportunity to describe thedynamicsoftransientsof MTU work.An expression to determine the hourly fuel consumption with using biodiesel is re-fined.Experimental study of the effect the implement width on fuel consumption when performing MTU technological plowing operations using diesel fuel and biodiesel, and shows the comparison of the experimental data and theoretical dependencies.

Conclusion.Theoreticaldependenceofdynamicsof MTUisgot. It characterizes the relationship between the angular velocity of the crankshaft the engine operating parameters and operating MTU machines, properties Agro-technological environment and the type of fuel. Andgivesan opportunity to describe thedynamicsoftransientsof MTU work. The resulting comparative results allow assert the possibility of dependencies for performing theoretical modeling parameters of the MTA when applying biodiesel.

Keywords: machine-tractor unit, biodiesel fuel, fuel consumption, dynamics MTU.

Дата надходження до редакції: 23.12.2015

Рецензент: д.т.н., проф. Гецович Є.М.