

УДК 629.114

**О.О. Назаренко, канд. техн. наук**

*Полтавська державна аграрна академія, м.Полтава, Україна, alex\_nazarenko@rambler.ru*

**О.С. Пушка, доц., канд. техн. наук**

*Уманський національний університет садівництва, м.Умань, Україна, ushka79@ysandex.ru*

## Теоретичне дослідження режимів роботи машинно-тракторних агрегатів

Викладено результати теоретичних досліджень показників машинно-тракторного агрегату на базі колісного трактора тягового класу 30 кН. Обґрунтовано раціональний спосіб регулювання паливоподачі при виконанні транспортних робіт, основного та поверхневого обробітку ґрунту, який вперше враховує навантаження машинно-тракторного агрегату і положення важеля керування паливним насосом високого тиску.

**машинно-тракторний агрегат, ресурсозберігаючі режими, ефективність експлуатації**

**А.А. Назаренко, канд. техн. наук**

*Полтавская государственная аграрная академия, г.Полтава, Украина*

**А.С. Пушка, доц., канд. техн. наук**

*Уманский национальный университет садоводства, г.Умань, Украина*

**Теоретическое исследование режимов работы машинно-тракторных агрегатов**

Изложены результаты теоретических исследований машинно-тракторного агрегата на базе колесного трактора тягового класса 30 кН. Предложено рациональный способ регулировки топливоподачи при выполнении транспортных работ, основного и поверхностного возделывания почвы, который впервые учитывает нагрузку машинно-тракторного агрегата и положение рычага управления топливным насосом высокого давления.

**машинно-тракторный агрегат, ресурсосохраняющие режимы, эффективность эксплуатации**

**Постановка проблеми.** Ефективність сільськогосподарського виробництва в значній мірі залежить від експлуатаційних показників машинно-тракторних агрегатів (МТА) при виконанні технологічних операцій, які характеризуються зміною режимів навантаження. Дослідження експлуатаційно-економічних показників МТА – складне організаційно-технічне завдання через відсутність необхідної техніки, обладнання, приладів і паливно-мастильних матеріалів. Тому особливого значення набуває математичне моделювання технологічних процесів за участю тракториста, машинного агрегату і різних технологічних операцій.

**Аналіз основних публікацій.** Математична модель динамічної системи: “енергетичний засіб – силові та ходові частини МТА – технологічні операції” отримана шляхом удосконалення математичної моделі, приведеної в роботах [1, 2].

Дослідження тягово-динамічних процесів машинно-тракторного агрегату базуються на швидкісних, навантажувальних та регуляторних характеристиках двигуна, однак за основу теоретичних досліджень береться швидкісна характеристика двигуна при різних варіантах характеристик паливоподачі паливного насоса високого тиску. При цьому, обертовий момент дизеля приймає значення в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Тому задача даних досліджень полягає у складанні диференціальних і алгебраїчних рівнянь, що відображають механізм перетворення вхідних та вихідних координат по кожному блоку і ланці функціональної блок-схеми системи “енергетичний засіб – силові та ходові частини МТА – технологічні операції”. Сукупність таких рівнянь і опис зовнішніх дій на систему, початкових умов, функціональних залежностей представлена в даній математичній моделі.

**Постановка завдання.** Метою даної роботи є розробка функціональної схеми з її блоками і зв'язками для математичних моделей розрахунків статичних і динамічних характеристик паливного насоса високого тиску з різними варіантами регуляторів і дизеля, паливно-економічних і динамічних показників МТА.

**Викладення матеріалу та результати.** Для математичного моделювання процесів рушення, розгону та усталеного руху МТА вдосконалена структурно-функціональна схема МТА, яка складається із трьох блоків (рис. 1):

1 – енергетичний засіб; 2 – силові та ходові частини; 3 – технологічні операції.

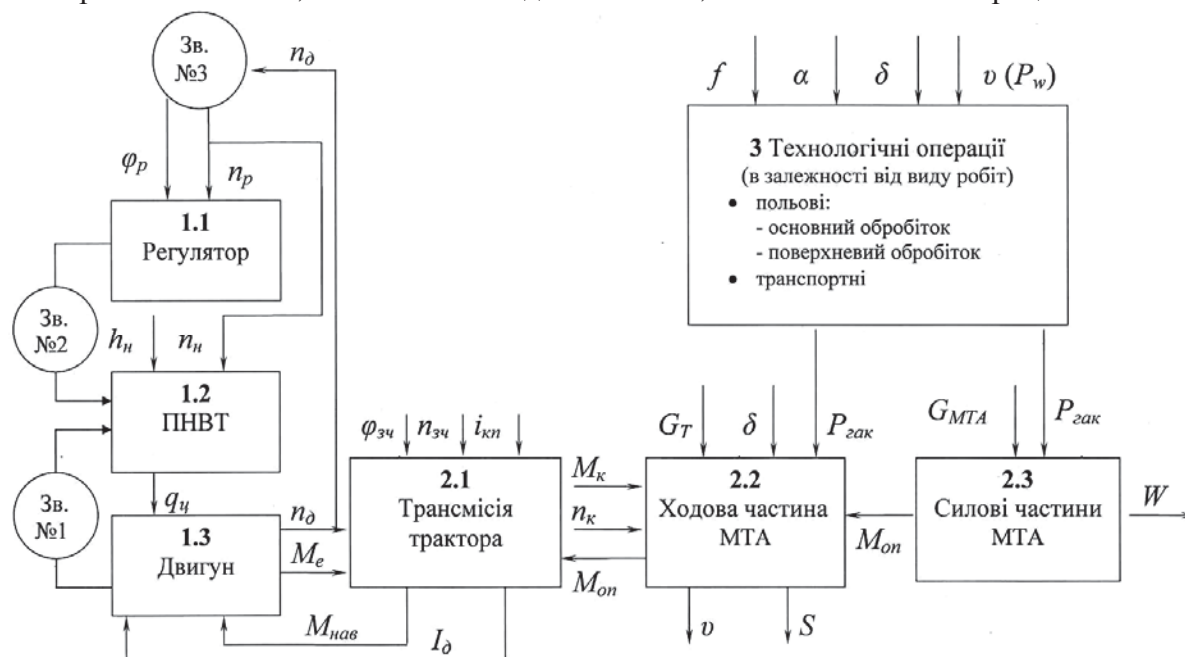


Рисунок 1 – Структурно-функціональна схема МТА “енергетичний засіб – силові та ходові частини – технологічні операції”

Джерело: розроблено авторами з використанням [2]

В ланці 1.1 – універсальним регулятором швидкості в залежності від кута положення ручного важеля керування подачею палива  $\varphi_p$  та значень частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ)  $n_\delta$  виконується автоматичний вибір режиму регулювання паливopодачі і формується положення дозаторів паливного насоса високого тиску (ПНВТ), координата  $h_n$ . При цьому, частота обертання вала регулятора і кулачкового вала ПНВТ визначається зв'язком 2 по поточному значенню частоти обертання  $n_\delta$  колінчастого вала ДВЗ.

Отримані параметри координати положення рейки  $h_n$  і частоти обертання  $n_n$  вала ПНВТ передаються до ланки 1.2 – ПНВТ. Ланка 1.2 – ПНВТ об'єднує в собі систему ПНВТ – трубопроводи високого тиску – форсунки і формує величину циклової подачі палива  $q_\psi$ , яка передається до ланки 1.3 – ДВЗ.

В ланку 1.3 – ДВЗ із блоку 2 – силові та ходові частини МТА, від ланки 2.1 – трансмісія, надходить момент навантаження  $M_{нав}$  і сумарний момент інерції рухомих мас трансмісії та ходової частини трактора і причіпної машини  $I_\delta$ , приведений до

колінчастого вала ДВЗ. Враховуючи значення моменту навантаження  $M_{наб}$ , в блоці 1 (в ланці 1.3) визначається ефективний обертовий момент  $M_e$  і частота обертання колінчастого вала ДВЗ  $n_d$ , які передаються до ланки 2.1 – трансмісія блоку 2.

До ланки 2.1 – трансмісія, також прикладені сила опору  $P_{on}$ , момент опору  $M_{on}$ . Сумарна сила тягового опору руху  $P_{зак}$  МТА визначається в блоці 3 – сила тяги на гаку трактора і залежить від експлуатаційної ваги  $G_{МТА}$  і швидкості  $v$  МТА, коефіцієнта опору перекошуванню  $f$ , кута підйому  $\alpha$  та інших параметрів при русі МТА.

Із врахуванням передаточних чисел коробки передач, головної і кінцевої передач трактора, к.к.д. трансмісії трактора від ланки 1.3 блоку 1 – ДВЗ через ланку 2.1 – трансмісія до ланки 2.2 – ходова частина передається обертовий момент  $M_k$  і частота обертання  $n_k$ .

Враховуючи ці параметри, а також положення педалі керування зчепленням  $\varphi_{зч}$  і номер ввімкненої передачі коробки передач  $i_{кп}$  в ланці 2.2 – ходова частина, визначається швидкість руху  $v$  та шлях  $S$ , пройдений МТА. Окрім цих показників визначаються режимні параметри ДВЗ і експлуатаційні показники МТА на базі трактора тягового зусилля 30 кН.

Вдосконалена математична модель МТА “енергетичний засіб – силові та ходові частини – технологічні операції” з розробленою ресурсозберігаючою системою регулювання паливоподачі виражена у вигляді систем рівнянь.

Сила тягового опору при виконанні транспортної роботи повноприводним трактором:

$$P_{зак} = \frac{G_T \cos \alpha (L - a + a_{II}) \pm G_T h_y \sin \alpha \pm G_{МТА} h_y \pm \left[ \frac{I_3 \frac{dv}{dt}}{r_3 (1 - \delta_3)} + \frac{I_{II} \frac{dv}{dt}}{r_{II} (1 - \delta_{II})} \right]}{(L - a_3 + a_{II}) \left\{ \frac{1}{\lambda (\varphi_{II} - f_{II}) + \varphi_3 - f_3} - \frac{\cos mt \left[ \operatorname{tg} \beta (L + l + a_{II}) + h_{кр} \right]}{L + a_3 + a_{II}} \right\}}, \quad (1)$$

де  $G_T$  – вага трактора;

$m$  – період зміни сили тяги на гаку;

$t$  – поточний час;

$dv/dt$  – прискорення МТА;

$\varphi_{II}$ ,  $\varphi_3$  – коефіцієнти зчеплення передніх і задніх коліс;

$h_{кр}$  – висота точки причепа;

$\beta$  – кут нахилу лінії тяги до горизонту;

$l$  – відстань від осі задніх коліс до точки причепа;

$h_y$  – вертикальна координата центра ваги трактора;

$a$  – повздовжня координата центра ваги трактора;

$a_{II}$ ,  $a_3$  – відстані точок прикладення нормальних навантажень на осі передніх і задніх коліс;  $\delta$

$\delta$ ,  $\delta_3$  – коефіцієнти буксування передніх і задніх ведучих коліс трактора;

$L$  – повздовжня база трактора;

$r_3$  – радіус кочення задніх коліс;

$r_{II}$  – радіус кочення передніх коліс;

$I_3$  – момент інерції задніх коліс;

$I_{II}$  – момент інерції передніх коліс;

$\lambda$  – коефіцієнт розподілу навантаження.

Погектарна витрата палива агрегатом при виконанні транспортно-польових робіт (транспортуюванні та внесенні органічних добрив)

$$q_{ca} = \frac{3,7 \cdot 10^{-3}}{B_p} \left( \frac{45 \cdot 10^3 n_d i_u i_n q_u}{v_p} + \frac{\theta}{\eta_T} \times \left[ G_T \cos \alpha (L - a + a_{II}) \pm G_T h_y \sin \alpha \pm G_{MTA} h_y \pm \left[ \frac{I_3}{r_3 (1 - \delta_3)} \frac{dv}{dt} + \frac{I_{II}}{r_{II} (1 - \delta_{II})} \frac{dv}{dt} \right] \right] \times \frac{1}{(L - a_3 + a_{II})} \left\{ \frac{1}{\lambda(\varphi_{II} - f_{II}) + \varphi_3 - f_3} - \frac{\cos mt [tg \beta (L + l + a_{II}) + h_{kp}]}{L + a_3 + a_{II}} \right\} \right), \quad (2)$$

де  $i_u$  – кількість циліндрів двигуна;

$i_n$  – передаточне число від колінчастого вала двигуна до кулачкового вала ПНВТ;

$q_u$  – циклова подача палива;

$\theta$  – коефіцієнт пропорційності;

$\eta_T$  – к.к.д. трактора;

$v_p$  – робоча швидкість агрегату.

Перед початком теоретичного дослідження динамічних процесів МТА, до складу якого входить трактор тягового зусилля 30 кН, перевірено правильність вибору початкових даних. Для цього проведено розрахунок швидкісних характеристик при всережимному і дворезимному регулюванні тракторного дизеля [3, 4].

При розрахунках швидкісних характеристик ПНВТ визначали підтримуючу силу відцентрового регулятора:

$$P_u = (a_{u1} + a_{u2} \cdot z) n_n^2, \quad (3)$$

де  $a_{u1}$ ,  $a_{u2}$  – постійні коефіцієнти апроксимації;  $z$  – осьова координата муфти регулятора;  $n_n$  – частота обертання кулачкового вала ПНВТ.

Відновлюючу силу регулятора в загальному вигляді визначали з рівняння:

$$E_j = c_j (z_{z0j} + z - z_{nocj}), \quad (4)$$

де  $c_j$ ,  $z_{z0j}$  – жорсткість та попередня деформація приведених до муфти регулятора пружин;  $z_{nocj}$  – початкові координати осьового положення муфти регулятора на горизонтальних ділянках зовнішньої швидкісної характеристики.

З (4) знаходили осьову координату муфти регулятора:

$$z = \frac{P_u \pm T - c_j (z_{z0j} + z_{nocj}) + c_1 (z_{z01} + z - z_{noc1})}{c_j + c_1}, \quad (5)$$

де  $T$  – сила сухого тертя в регуляторі, яка приведена до його муфти;  $c_1$  – жорсткість приведеної до муфти регулятора пускової пружини.

Зв'язок між муфтою регулятора та дозаторами ПНВТ визначали з рівняння:

$$h_n = h_{n.pochj} - i_m (z - z_{n.pochj}), \quad (6)$$

де  $i_m$  – передаточне число між муфтою регулятора і дозаторами;

$h_{n.pochj}$  – початкові координати положення дозаторів.

Формування циклової подачі палива за відомими значеннями частоти обертання кулачкового вала  $n_n$  і координат  $h_n$  дозаторів ПНВТ описували рівнянням:

$$q_n = K_{II} (a_{n1} + a_{n2} n_n + a_{n3} h_n + a_{n4} n_n^2 + a_{n5} n_n^2 + a_{n6} n_n h_n), \quad (7)$$

де  $K_{II}$  – коефіцієнт подачі паливного насоса;

$a_{n1} \dots a_{n6}$  – коефіцієнти апроксимації.

Після визначення циклової подачі палива, математична модель “енергетичний засіб – силові та ходові частини – технологічні операції” дозволяє дослідити техніко-економічні показники МТА.

Систему диференціальних рівнянь інтегрували за допомогою числового методу Рунге-Кутта-Фельдберга і реалізували на мові програмування *VISUAL FORTRAN 5.0*.

Основними показниками, що визначають ефективність способу регулювання паливоподачі мобільних енергетичних засобів, є показники паливної економічності та продуктивності МТА. Тому доцільно, щоб математична модель описувала реальні неусталені процеси роботи двигуна мобільного енергетичного засобу, які мають стохастичний характер. Такі дослідження забезпечать можливість перевірки адекватності математичної моделі з високою точністю. Це дає можливість визначити техніко-економічні показники МТА шляхом теоретичних та експлуатаційних досліджень [5, 6, 7].

На рис. 2 показано порівняльні дослідження розрахункових перехідних процесів МТА (Т-150К+РЖТ-8) при рушанні та розгоні з переключенням передач від I до IV і до швидкості 25 км/год. Маса вантажу  $G_B=9000$  кг, загальна маса МТА  $G_{MTA}=20097$  кг. Розгін МТА виконувався шляхом математичного задавання переміщення важеля управління системою регулювання паливоподачі із початкового положення до заданого.

Розгін МТА починався із усталеного режиму, частота обертання колінчастого вала при цьому становила  $n=1500$  хв<sup>-1</sup>. Тривалість перехідних процесів розгону МТА з місця із переключенням передач становила 21 с, а стабілізація значення частоти обертання колінчастого вала двигуна відбувалась при  $n=2000$  хв<sup>-1</sup>.

За рахунок з'єднання через муфту зчеплення вала двигуна із елементами трансмісії, рушання МТА з місця відбувалось через 2 с (рис. 2 г, д).

Після рушання з місця розгін проводився з переключенням передач у висхідному порядку до стабілізації частоти обертання колінчастого вала.

Розрахунки (рис. 2) виконано для двох випадків паливоподачі: при всережимному та дворезимному регулюванні.

Процеси рушання і розгону МТА при всережимному регулюванні показано суцільними лініями.

Переключення передач починається при номінальній частоті обертання  $n_0=2100$  хв<sup>-1</sup>. Перед переключенням кожної з передач відбувається виключення зчеплення з одночасною перестановкою важеля управління регулятором в положення мінімального холостого ходу. Після рушання МТА, при включенні наступної передачі, зчеплення трактора Т-150К включається, а важіль управління регулятором переміщується на повний хід з такою ж швидкістю, як при рушанні. При розрахунках приймали однакові інтервали часу, протягом яких відбувається переключення кожної передачі, рівні 0,6 с.

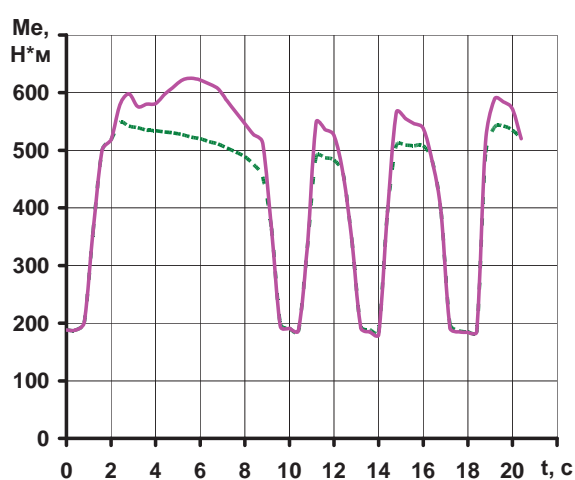
Аналогічно протікають розглянуті процеси при дворезимному регулюванні паливоподачі (штрихові лінії, рис. 2), але відбуваються вони швидше.

На рис. 2, а порівнюється зміна ефективного моменту  $M_e$ . При всережимному регулюванні під час рушання з місця ефективний момент двигуна досягає  $M_e=622$  Н·м, а при переключенні передач  $M_e=560$  Н·м.

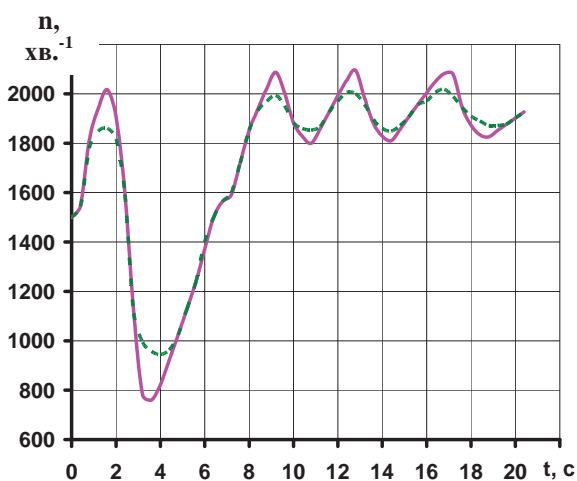
При включенні муфти зчеплення частота обертання колінчастого вала (рис. 2, б) знижується до  $n=800$  хв<sup>-1</sup> при всережимному регулюванні та до  $n=960$  хв<sup>-1</sup> при дворезимному. Під час переключення передач амплітуда коливання частоти обертання при всережимному та дворезимному регулюванні становить 1800...2100 хв<sup>-1</sup> і 1860...2000 хв<sup>-1</sup> відповідно.

Максимальний показник питомої витрати палива (рис. 2, в) становив  $g_e=285,8$  г/кВт·год. Стабілізація його відбулася на значенні  $g_e=247,4$  г/кВт·год.

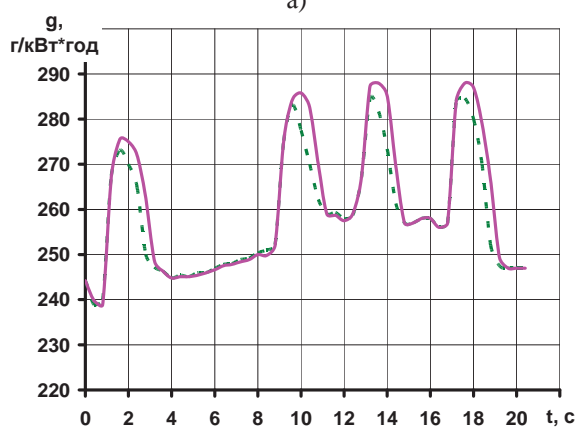
Пройдений МТА шлях (рис. 2, г) за розрахунковий час розгону становив  $S=135,2$  м, швидкість руху (рис. 2, д) досягла  $v=6,86$  м/с, а загальна витрата палива при розгоні з переключенням передач трактора (рис. 2, е)  $G=229$  г.



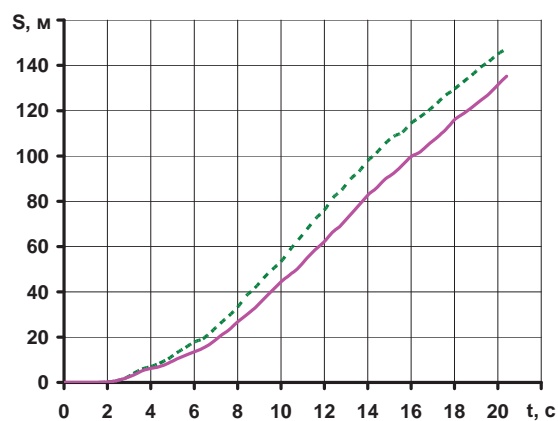
а)



б)



в)



г)

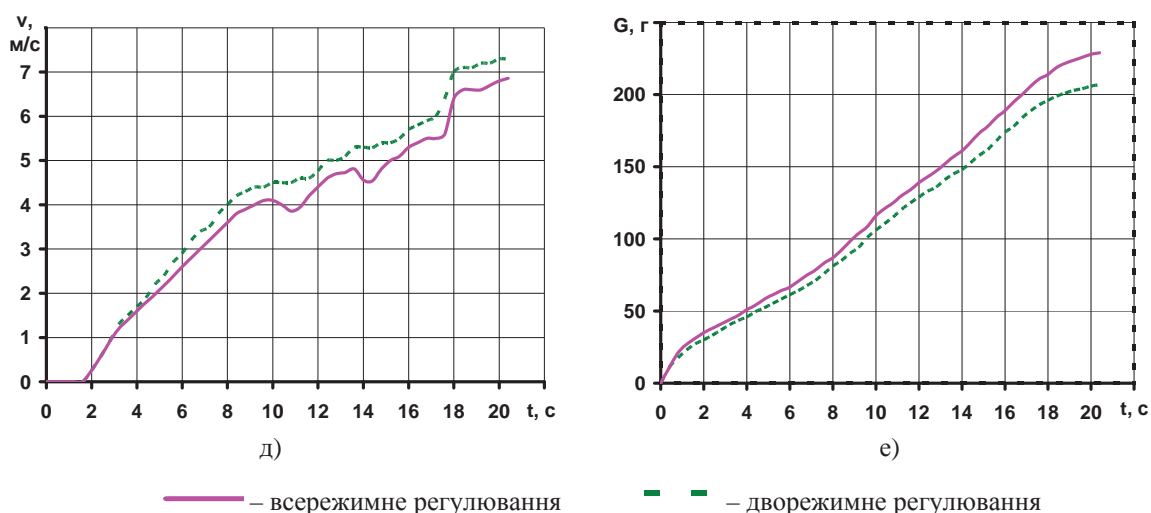


Рисунок 2 – Залежності ефективного моменту (а), частоти обертання колінчатого вала двигуна (б), питомої витрати палива (в), пройденого шляху (г), швидкості руху (д) та витрати палива (е) при розгоні МТА (Т-150К+РЖТ-8) з дослідною системою паливоподачі від часу розгону

*Джерело: отримано авторами*

При дворежимному регулюванні спостерігається зниження ефективного моменту двигуна при русанні до  $M_e=532$  Н·м, а при переключенні передач  $M_e=509$  Н·м, питома витрата палива досягає  $g_e=267,5$  г/кВт·год і стабілізується на значенні  $g_e=247$  г/кВт·год. Пройдений МТА шлях становив  $S=147,2$  м, швидкість руху досягла  $v=7,29$  м/с, а загальна витрата палива  $G=207$  г.

Але із збільшенням вантажу в причепі економія палива стає меншою, збільшується тривалість розгону, більшим стає шлях, пройдений на ділянці розгону.

**Висновки.** Таким чином, одержані результати при русанні і розгоні МТА з переключенням передач показують, що так само, як при русі його по їздовому циклу, застосування дворежимного регулювання паливоподачі забезпечує зменшення витрати палива до 8,9%. А пройдений шлях та час розгону МТА з місця до усталеного руху на IV передачі при дворежимному регулюванні на 13,3% і 11,4% відповідно зменшується, в порівнянні з всережимним регулюванням. При дворежимному регулюванні покращуються динамічні характеристики МТА.

## Список літератури

1. Головчук А.Ф. Методика математичного моделювання динамічних та еколого-економічних показників машинно-тракторних агрегатів [Текст] / А.Ф. Головчук // Вісник Полтавської державної аграрної академії № 4. Полтава, – 2006. – С. 31-36.
2. Головчук А. Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования: монография [Текст] / А.Ф. Головчук. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – 472 с.
3. Головчук А.Ф. Безмоторні дослідження універсального регулятора для розподільчих насосів типу НД. [Текст] / А.Ф. Головчук, В.М. Арендаренко, Р.М. Харак, О.О. Назаренко // Агротех-2004: Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. – Львів: Львівський державний аграрний університет, 2004. – С. 155-162.
4. Головчук А. Ф. Розробка та дослідження системи переключення режимності роботи двигуна колісних тракторів [Текст] / А.Ф. Головчук, Р.М. Харак, О.О. Назаренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип.40. – С. 11-16.
5. Назаренко О. О. Результати досліджень експлуатаційних показників машинно-тракторних агрегатів [Текст] / О.О. Назаренко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Проблеми технічної експлуатації машин” “Системотехніка і технології лісового комплексу” – Харків, 2010. – Вип. 94. – С. 137-141.
6. Назаренко О. О. Дослідження динаміки машинно-тракторного агрегату з універсальним регулятором швидкості [Текст] / О.О. Назаренко // Вісник Харківського національного технічного

університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Механізація сільськогосподарського виробництва” – Харків, 2015. – Вип. 156. – С. 349-354.

7. Назаренко О. О. Підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторних агрегатів обґрунтуванням ресурсозберігаючих режимів [Текст] / О.О. Назаренко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Технічний сервіс машин для рослинництва” – Харків, 2015. – Вип. 159. – С. 66-70.

**Oleksii Nazarenko, PhD tech. sci.**

*Poltava State Agrarian Academy, Poltava, Ukraine*

**Oleksandr Pushka, Assos. Prof., PhD tech. sci.**

*Uman National University of Horticulture, Uman, Ukraine*

#### **Theoretical research of operating modes of machine-tractor aggregates**

A scientific task that is sent to increasing efficiency of machine-tractor aggregates on the base of the wheeled tractors of hauling effort of 30 kN by grounding reserve preservation modes of fuel delivery and development of the system for adjusting fuel delivery of power means is decided in article.

The mathematical calculation model of machine-tractor aggregates work at implementation of technological processes is improved. The modes of fuel delivery adjusting at implementation of transport works and basic and superficial cultivation of soil are substantiated.

By results of tests of fuel delivery adjusting system is determined that the offered system provides reduction of operating cost of fuel on 4,6...6,1% on transport works and 3,7...8,9% at superficial cultivation of soil at the dual-mode adjusting, by comparison to fully-variable.

**machine-tractor aggregate, reserve preservation modes, efficiency of exploitation**

Одержано 09.11.15

**УДК 631.3.076.313**

**А.А. Панков, доц., канд. техн. наук, соискатель**

*Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина,  
app.post@rambler.ru*

## **Актуальность и перспективы создания универсальных модульных машин для выращивания зерновых культур**

В статье рассмотрены вопросы повышения универсальности технических средств с целью снижения затрат при выращивании зерновых культур. Для этого предлагается переход к модульным машинам тягово-энергетической концепции с изменением и совершенствованием классических компоновочных схем и систем агрегатирования, а также применением новых рабочих органов и систем для модульных машин.

**трактор, сельхозмашина, компоновка, универсальность, модульность, затраты**

**А.О. Панков, доц., канд. техн. наук, здобувач**

*Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна*

**Актуальність і перспективи створення універсальних модульних машин для вирощування зернових культур**