

УДК 29.114.001.32

ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ НЕУСТАЛЕНОГО РУХУ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

А. Лебедєв, д-р. техн. наук, **М. Артёмов**, канд. техн. наук,
*Харківський національний технічний університет сільського
господарства ім. П. Василенка;*
О. Кот, *Харківська філія УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого*

Обґрунтовано метод тягово-енергетичного аналізу неусталеного руху тракторного агрегату, який дозволяє оцінити додаткові втрати енергії на розгін і зміну швидкості на гоні.

Ключові слова: *тракторний агрегат, прискорення, тягові характеристики, енергія.*

Актуальність проблеми. Виконання тракторним агрегатом (ТА) технологічної операції пов'язане з витратами енергії, яка безпосередньо витрачається на виконання технологічної операції та на динамічні процеси, що виникають в системі «трактор-знаряддя». Стандартний підхід тягово-енергетичної оцінки ТА (сила тяги, тягова потужність) по статичній тяговій характеристиці, в основі якої лежить динамометрування та тензометрування тягових зусиль і крутних моментів, відрізняється високою трудомісткістю, а для деяких сільгоспагрегатів, наприклад ґрунтообробних начіпних, його застосування досить складне. Залишаються невирішеними задачі визначення динамічних втрат потужності ТА при неусталеному русі (розгін, перемикання передач, тощо), які за результатами наших досліджень знаходяться в межах 3..5% від номінальної потужності двигуна.

Практика ставить перед агротехнічною наукою вирішення актуальної задачі з розробки універсального методу та технічних засобів оцінки тягово-енергетичних властивостей тракторних агрегатів під час виконання технологічних процесів.

Результати досліджень Сільськогосподарський агрегат, який просто рухається або виконує агротехнічні операції, є автономною динамічною системою, основні зовнішні впливи на яку, призводять до зміни сил опору руху і зміни кількості енергії, що використовується на переміщення. Ці дії, як правило, викликають зміну швидкості V_{ag} поступального руху агрегату, що характеризується рівнянням[1]:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_T - \sum P_c}{m_{az}}, \quad (1)$$

де P_T – рушійна сила агрегату (сила тяги трактора); $\sum P_c$ – сума всіх сил опору руху агрегату; m_{az} – маса агрегату приведена до поступально рухомих частин.

У рівнянні (1) із достатнім наближення можливо прийняти постійною приведену масу агрегату ($m_{az} = const$). Сили опору руху агрегату в процесі роботи залежать від факторів, багато з яких є величинами змінними, наприклад, стан ґрунту і рельєф місцевості, глибина обробки, швидкісний режим і т.д. У відповідності до зміни сил опору змінюється і рушійна сила агрегату. Це призводить до того, що dV_{az}/dt (прискорення) в процесі виконання агрегатом певного технологічного процесу постійно змінюється як за величиною, так і за знаком.

У класичній механіці [2] згідно рівняння (1) оцінюється несталий рух системи, тобто $dV_{az}/dt \neq 0$, при $P_T \neq \sum P_c$. Запропонованим методом вирішується зворотна задача динаміки: при відомому dV_{az}/dt оцінюються P_T і $\sum P_c$. В даному випадку при жорсткому зв'язку трактора з агрегатованою сільгоспмашиною, рух агрегату по залежності (1) описується рівнянням динаміки поступального руху:

$$m_{az}\dot{V}_{az}(V) = P_T(V) - P_{zk}(V) - m_{az}g[f(V) + f_{az}(V)], \quad (2)$$

де $\dot{V}_{az}(V)$ – лінійне прискорення агрегату; $P_T(V)$ – тягове зусилля на ведучих колесах трактора, умовно визначене для випадку відсутності втрат енергії в трансмісії; $P_{zk}(V)$ – функція зміни зусилля на гаку трактора від швидкості руху; g – прискорення вільного падіння; $f(V)$ – функція зміни коефіцієнту опору коченню коліс трактора від швидкості; $f_{az}(V)$ – умовне збільшення коефіцієнту опору коченню коліс трактора за рахунок приведеного до коліс опору в трансмісії і ходової частини.

Зусилля на гаку трактора можливо визначити наступним чином:

$$P_{zk}(V) = P_{zkc}(V) + P_{zkd}(V), \quad (3)$$

де $P_{zkc}(V)$, $P_{zkd}(V)$ – статична та динамічна компоненти сили тяги на гаку.

При агрегуванні трактора з причіпною сільськогосподарською машиною динамічна компонента на гаку оцінюється за залежністю:

$$P_{zkd}(V) = m_{cm}\dot{V}_{cm}(V), \quad (4)$$

де m_{cm} , $\dot{V}_{cm}(V)$ – маса і прискорення причіпної сільськогосподарської машини.

З урахуванням виразів (3) та (4) рівняння (2) буде мати вигляд:

$$\left(1 + \frac{m_{cm}}{m_{a2}}\right) \dot{V}_{a2}(V) = \frac{P_T(V)}{m_{a2}} - \frac{P_{зкк}(V)}{m_{a2}} - g[f(V) + f_{a2}(V)]. \quad (5)$$

Проаналізуємо праву частину рівняння (5).

Перша складова характеризує прискорення $\dot{V}_{Tp} = \frac{P_T(V)}{m_{a2}}$, яка виникає при розгоні агрегату і відсутності будь-яких сил крім сили $P_T(V)$; друга – характеризує прискорення $\dot{V}_{зкк} = -\frac{P_{зкк}(V)}{m_{a2}}$, при відсутності тягової сили на ведучих колесах і опору коченню на ведучих колесах агрегату і дії тільки сили $P_{зкк}$; третя – являє собою прискорення агрегату $\dot{V}_f = -g[f(V) + f_{a2}(V)]$ під дією тільки сили опору коченню на колесах.

Таким чином, рівняння (5) запишемо у вигляді суми прискорень

$$\left(1 + \frac{m_{cm}}{m_{a2}}\right) \dot{V}_{a2}(V) = \dot{V}_{Tp}(V) + \dot{V}_{зкк}(V) + \dot{V}_f(V). \quad (6)$$

Для оцінки $\dot{V}_{Tp}(V)$, $\dot{V}_{зкк}(V)$, $\dot{V}_f(V)$ можливе застосування принципу Д'Аламбера [2], основою якого є використання сил інерції, що дозволяє математично привести рівняння динаміки до рівняння статички. Принцип Д'Аламбера для матеріальної точки, що входить в механічну систему, записується рівнянням:

$$P_{ek} + P_{ik} + P_{uk} = 0, \quad (7)$$

де P_{ek} та P_{ik} – сума зовнішніх і внутрішніх сил, що діють на точку k (до яких входять як активні сили так і сили реакції); $P_{uk} = -m_k \dot{V}_k$ – сила інерції точки k , введена Д'Аламбером, як математичний прийом, величина, протилежна за знаком добутку маси m_k на її прискорення \dot{V}_k . У даному випадку математичний запис рівняння (7) справедливий.

Якщо рівняння (7) привести до рівняння динаміки і розділити ліву і праву частину на m_k отримаємо вираз, в якому відношення $\frac{P_{ek}}{m_k}$ та $\frac{P_{ik}}{m_k}$ виражають собою парціальне прискорення точки k механічної системи, як прояв принципу суперпозиції в механіці. Парціальне прискорення, це прискорення точки k механічної системи у випадку, якщо на неї діє тільки одна з сил, що розглядаються. У такому випадку рівняння динаміки точки k буде мати вигляд:

– для колінеарної системи

$$\dot{V}_k = \dot{V}_{ek} + \dot{V}_{ik} ; \quad (8)$$

– для просторової системи

$$\bar{V}_k = \bar{i}(\dot{x}_{ek} + \dot{x}_{ik}) + \bar{j}(\dot{y}_{ek} + \dot{y}_{ik}) + \bar{k}(\dot{z}_{ek} + \dot{z}_{ik}), \quad (9)$$

де \bar{i} , \bar{j} , \bar{k} – основні вектори або орти; $\dot{x}_{ek}, \dot{x}_{ik}, \dot{y}_{ek}, \dot{y}_{ik}, \dot{z}_{ek}, \dot{z}_{ik}$ – модулі проекцій векторів парціальних прискорень на координатні осі.

Таким чином, при відомій масі точки (як тіла) і її парціального прискорення визначається сила, що на неї впливає.

Парціальне прискорення можливо визначити під час вільного вибігу одиночного трактора $\dot{V}_{Tf}(V)$ і ТА - $\dot{V}_{azk}(V)$ шляхом вимкнення муфти зчеплення та встановлення нейтральної передачі трансмісії трактора із певної початкової швидкості руху.

За результатами розрахунків отримано залежності:

– при вибігу одиночного трактора

$$\dot{V}_{Tf}(V) = -g[f(V) + f_T(V)] < 0 ; \quad (10)$$

– при вибігові ТА

$$\dot{V}_{azk}(V) = \left(1 + \frac{m_{cm}}{m_{az}}\right) \dot{V}_{azv}(V) - \dot{V}_{Tf}(V) = \dot{V}_{azv}(V) + g[f(V) + f_T(V)] . \quad (11)$$

В залежностях (10) та (11) позначені $f_T(V)$ – коефіцієнт зменшення опору коченню коліс трактора при зниженні швидкості руху та $\dot{V}_{azv}(V)$ – прискорення сповільнення агрегату при вибігові.

З урахуванням співвідношення $\dot{V}_{azk} = -\frac{P_{зкк}(V)}{m_T}$ знаходимо залежність тягового зусилля на гаку трактора від швидкості руху

$$\frac{P_{зкк}(V)}{m_{az}} = -\left(1 + \frac{m_{cm}}{m_{az}}\right) \dot{V}_{azv}(V) + \dot{V}_{Tf}(V). \quad (12)$$

Тягове зусилля P_T на ведучих колесах трактора визначаємо з рівняння руху ТА (2) в тяговому режимі трактора масою m_T при виконанні технологічного процесу

$$\frac{P_T}{m_T} = \left(1 + \frac{m_{cm}}{m_{az}}\right) [\dot{V}_{az}(V) - \dot{V}_{azv}(V)] . \quad (13)$$

Таким чином, при визначенні P_T оцінюється прискорення вибігу агрегату під дією тільки опору коченню на колесах. Для визначення P_T при

відомих m_T, m_{CM} оцінюється різниця прискорення розгону $\dot{V}_{a2}(V)$ та вибігу $\dot{V}_{a2\phi}(V)$ агрегату.

Оскільки P_T відповідає силі тяги на ведучих колесах трактора без урахування втрат на тертя в трансмісії при швидкості руху агрегату V_{a2} ефективну потужність двигуна можна оцінити по залежності:

$$N_e(V) = P_T V_{a2} = (m_T + m_{CM}) V [\dot{V}_{a2}(V) - \dot{V}_{a2\phi}(V)]. \quad (14)$$

При виконанні агрегатом певної технологічної операції потужність на гаку трактора визначається із залежності:

$$N_{зак}(V) = P_{зак} V_{a2} = m_{a2} V_{a2} \left[\dot{V}_{Tf}(V) - \left(1 + \frac{m_{CM}}{m_{a2}} \right) \dot{V}_{a2\phi}(V) \right]. \quad (15)$$

Парціальні прискорення $\dot{V}_T(V)$ та $\dot{V}_{Tвиб}(V)$, $\dot{V}_{a2}(V)$ та $\dot{V}_{a2\phi}(V)$ визначені експериментально за допомогою реєстраційно-вимірювального комплексу [3], який складається з двох датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA 7260 QT, а також ЕОМ для зняття та архівації даних (рис. 1).



1 – датчики прискорень; 2 – ЕОМ для зняття та архівації даних
Рисунок 1 – Розміщення контрольно-вимірювального комплексу в кабіні трактора ХТЗ-17221

Для проведення експерименту використані датчики інерції ММА 7260 QT – ємнісні акселерометри з трьома робочими осями і межею вимірювання $\pm 1,5g$ мають вбудований фільтр корекції зміни температури, фільтр нижніх частот, граничних значень і не вимагають додаткових пристроїв. Датчики використовують низьку напругу (2,2 V-3,6V) та мають високу чутливість (800 мВ/g).

Для оцінки тягових властивостей тракторів при неусталеному русі на гоні в Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого були проведені експериментальні дослідження тракторів серії МТЗ-80 та ХТЗ-170 при агрегуванні з культиватором КЛД-2,0 та ґрунтообробним агрегатом ДЛМ-5 відповідно.

Тягові показники тракторів, отримані на основі методу парціальних прискорень, порівнюються зі стандартними тяговими характеристиками. Тарування датчиків прискорень виконується шляхом порівняння їх показників з тяговим зусиллям трактора, яке вимірюється за допомогою контрольного динамометра.

При оцінці тягових показників трактора (рис. 2) запропонований метод дозволяє оцінити тягове зусилля трактора при агрегуванні з сільгоспмашиною та обґрунтувати раціональні режими його роботи для конкретних умов. Це досягається за допомогою датчиків поздовжніх прискорень, які встановлюються в кабіні, або на рамі трактора.

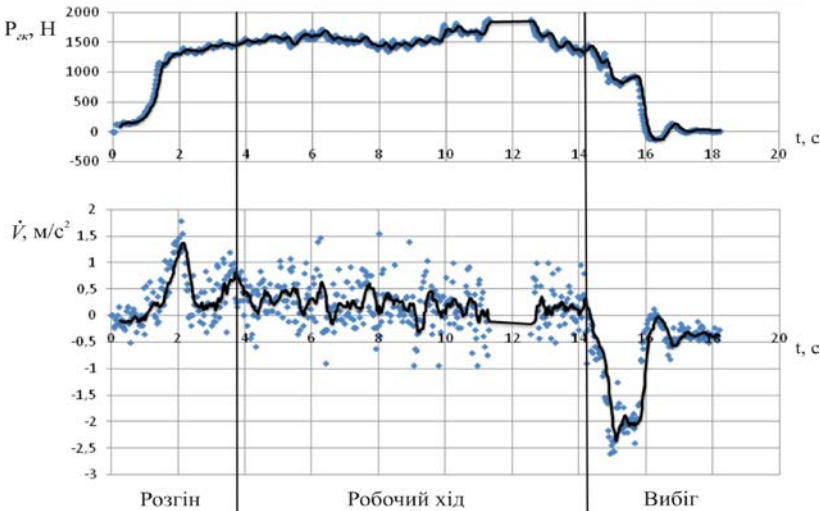


Рисунок 2 – Зміна прискорення \dot{V} і тягового зусилля на гаку $P_{гк}$ при неусталеному русі на гоні агрегату МТЗ-80+КЛД-2,0 (питомий опір ґрунту 9,5 кН/м)

Результати дослідження з достовірною ймовірністю 95% за критерієм Фішера підтвердили адекватність зміни тягового зусилля трактора МТЗ-80 і прискорення агрегату МТЗ-80+КЛД-2,0 від дійсної швидкості. Підтверджено адекватність для номінальної сили тяги по довірчому інтервалу при п'ятикратній повторюваності.

В процесі розгону тракторного агрегату, як відображено на рис. 2, відбувається коливання зміни прискорення, але в той же час поступово зростає сила тяги на гаку. При переході до усталеного режиму стабілізується $P_{зк}$ та при виникненні перешкоди на 11с. відбувається зменшення прискорення і в цей час зростає сила тяги на гаку, що підтверджує припущення та теоретичні обґрунтування щодо коливання опору сільськогосподарського знаряддя під час виконання технологічних операцій ґрунтообробними агрегатами.

Запропонований метод оцінки тягового зусилля трактора по прискоренню розгону і вибігу дозволяє визначити його тягові властивості при несталому русі на виконанні різних технологічних операцій і побудувати динамічні тягові характеристики (рис. 3).

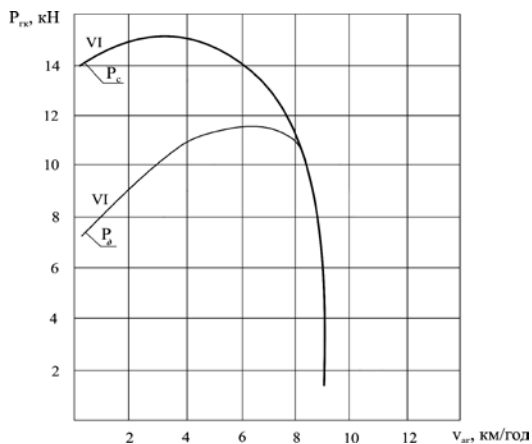


Рисунок 3 – Тягові характеристики трактора МТЗ-80 при усталеному (P_z) та неусталеному (P_d) русі при агрегуванні з культиватором КЛД-2,0 на VI передачі (питомий опір ґрунту 9,5 кН/м)

Як видно з аналізу даних графіків, динамічні тягові характеристики P_d отримані при агрегуванні трактора з сільгоспмашиною суттєво відрізняються від статичних характеристик P_z заводу-виробника. Це обумовлено, перш за все, прогресивно наростаючою характеристикою тягового опору ґрунтообробного знаряддя, витратами енергії на розгін мас тракторного агрегату, що обертаються та рухаються із зміною поступально та

у зв'язку з цим, втрат на буксування ведучих коліс трактора. Особливо суттєва різниця між P_c та P_0 в початковий період розгону агрегату. Наприклад, на VI передачі трактора при розгоні до швидкості $V_{ae} = 2,0$ км/год динамічне тягове зусилля нижче статичного на 40% ($P_c = 15$ кН, $P_0 = 9$ кН). Різниця між P_c та P_0 знижується зі збільшенням швидкості агрегату при розгоні, а при досягненні усталеної швидкості руху значення P_c та P_0 зрівнюються.

Витрати енергії на розгін агрегату визначаються по залежності:

$$E_{azp} = \int_0^{\infty} N_{azp}(t) dt,$$

де $N_{azp}(t) = m_{ae} \frac{dV_{ae}}{dt} V_{ae}(t)$ – потужність необхідна для розгону агрегату.

При відомих m_{ae} і $V_{ae}(t)$ агрегату МТЗ-80+КЛД-2,0 отримано $E_{azp} = 3,2$ МДж. При тривалості розгону близько $t_p = 4$ с (див. рис. 2) маємо витрати енергії на секунду $E_{azp}^c = 0,8$ МДж/с.

При виконанні агрегатом МТЗ-80+КЛД-2,0 технологічних операцій по безвідвальному обробітку ґрунту, неусталений рух визначається не тільки його розгоном на початку гону, але й при необхідності зміни швидкості руху, внаслідок нестабільності тягового опору культиватора КЛД-2,0 на довжині гону, рельєфу поля, тощо.

Експериментально встановлено, що при виконанні агрегатом МТЗ-80+КЛД-2,0 технологічних операцій по суцільному обробітку ґрунту затрати часу на перемикання передач на гоні 1000 м та пов'язаний з цим його розгін склав 15 с, а витрати енергії $E_{azp} = 12,0$ МДж. При енергетичному еквіваленті 1 кг дизельного палива рівному 42,9 МДж. додаткові витрати дизельного палива на неусталений режим роботи агрегату МТЗ-80+КЛД-2,0 при суцільному обробітку ґрунту 1га поля складають 0,63 кг/га.

Для агрегату ХТЗ-17221+ДЛМ-5 при луценні стерні витрати енергії на розгін на початку гону дорівнює $E_{azp} = 16,4$ МДж. На тракторі ХТЗ-17221 перемикання передач в діапазоні робочих швидкостей агрегату забезпечується на ходу без втрат часу на зупинку та розгін, внаслідок чого затрати енергії на неусталений режим руху визначається затратами енергії на розгін на початку гону. Додаткові витрати при обробітку 1га стерні при довжині гону 1000 м будуть становити $E_{azp} = 32,8$ МДж, що еквівалентно 0,76 кг/га дизельного палива.

При річному об'ємі виконаних робіт в межах 1000 га на луценні стерні, підготовки ґрунту, посіву озимих культур, тощо, трактором ХТЗ-17221 можна

отримати економію дизельного палива в межах 760 кг, за рахунок зниження додаткових енерговитрат на неусталений режим його роботи. Найбільш ефективний шлях вирішення даної проблеми можливий при використанні тракторних двигунів з високим коефіцієнтом запасу крутного моменту [4] та ґрунтообробних машин з гнучким кріпленням робочих органів [5].

Висновки. Запропонована методика оцінки тягово-енергетичних властивостей тракторного агрегату на основі аналізу неусталеного режиму його роботи при виконанні технологічного процесу дозволяє знизити енерговитрати на 2-3%. Визначення зазначених додаткових енерговитрат не передбачено чинною нормативною документацією (ДСТУ ГОСТ 7057-2003) «Трактори сільськогосподарські. Методи випробування.»; ДСТУ ГОСТ 30745-2003 «Трактори сільськогосподарські. Визначення тягових показників»; ГОСТ 24055-2004 «Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки». Внаслідок цього під час випробувань сільськогосподарських агрегатів немає можливості обґрунтувати напрямки їх модернізації та ефективної експлуатації.

Література

1. Коденко М.Н. Автоматизация тракторных агрегатов [Текст] / М.Н. Коденко, А.Т. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1969. – 196 с.
2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст] / С.М. Тарг. – М.: Наука, 1968. – 480 с.
3. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин [Текст] / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало и др.; под ред. Подригало М.А. – Харьков: Вид-во «Міськдрук», 2012. – 219 с.
4. Лебедев А. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання [Текст] / А. Лебедев, В. Кравчук, С. Лебедев // Техніка і технології АПК. – 2011. – №2 (17). – С. 4-8.
5. Гриненко О. Доцільність використання ґрунтообробних агрегатів з гнучким кріпленням робочих органів [Текст] / О. Гріненко, С. Маринін // Техніка і технології АПК. – 2011. – №2 (17). – С. 32-34.

Аннотация

Обоснован метод тягово-енергетического анализа неустановившегося движения тракторного агрегата, который позволяет оценить дополнительные потери энергии на разгон и изменение скорости на гоне.

Summary

Method of traction and energy analysis of the unsteady motion of the tractor unit, which allows evaluate additional energy loss in acceleration and speed change on the bout is grounded.