

УДК 631.3:62-1/-9.001.24

ДО МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ І КОНТРОЛЮ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИННО- ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ ПРИ НЕУСТАЛЕНОМУ ПЛАСКОПАРАЛЕЛЬНОМУ РУСІ

М.П. Артёмов, канд.техн.наук, проф.
ХНТУСГ ім. П. Василенка

В статті розглянуто методику визначення силових характеристик руху машинно-тракторного агрегату в неусталеному режимі в горизонтальній площині з використанням нового підходу до розрахунку

Ключові слова: *пласкопаралельний рух, узагальнені координати, парціальні прискорення, динамічна система.*

Вступ Наукові основи досліджень і випробувань сільськогосподарської техніки були закладені В.П. Горячкиним. У своїх працях із землеробської механіки він звертав увагу на ймовірнісний випадковий характер показників роботи сільськогосподарських агрегатів через змінність зовнішніх впливів [1]. Подальший розвиток землеробська механіка отримала в працях українських вчених П.М. Василенка, П.М. Заїки, Я.С. Гукова, В.Ф. Пашенка, В.Т. Надикта та ін. Використання сучасних приладів та методів розрахунку дає можливість обирати оптимальні рішення для розрахунку та комплектування машинно-тракторних агрегатів і скоротити експлуатаційні витрати [2]. У цьому напрямку необхідно спрямувати подальші дослідження для зменшення експлуатаційних та енергетичних витрат, що буде сприяти зниженню собівартості сільськогосподарської продукції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій При дослідженні руху машинно-тракторних агрегатів (МТА), що виконують агротехнічні операції можливо представити багатоланцюговою механічною системою, на яку діють зовнішні силові фактори. Тому такий рух необхідно розглядати як змінний протягом певного часу розташування МТА та його складових на поверхні поля і по відношенню один до іншого в залежності від діючих сил. Ці сили описані відомими функціями від часу, координат, швидкостей, що характеризують положення МТА [3].

© М.П. Артёмов.

Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 97. 2013.

Крім того необхідно відзначити, що зовнішні сили, які діють на агрегат не визначені остаточно. Наприклад, сила опору сільськогосподарського знаряддя, що входить до складу машинно-тракторного агрегату є складною функцією, яка залежить від багатьох факторів та визначає умови роботи МТА чи його робочих органів, взаємодії робочих органів з ґрунтом та багато інших особливостей технологічних процесів при нормальному функціонуванні МТА. Зазначені фактори мають стохастичну природу і тому силові характеристики важко визначити в аналітичному вигляді. Актуальним завданням є визначення та контроль силових характеристик МТА за відомими (результат експериментальних вимірювань) кінематичними характеристиками (швидкість, прискорення). Такий підхід до вирішення можна назвати зворотною задачею динаміки.

Для вирішення цієї задачі пропонується використовувати підхід, розроблений в [4] відомий під назвою метод парціальних прискорень. Початкове вирішення зазначеної проблеми розглянуто при дослідженні МТА, як двомасової моделі (трактор і сільськогосподарське ґрунтообробне знаряддя) динамічної системи з чотирма ступенями свободи [5].

Мета дослідження За допомогою математичного апарата аналітичним способом, на основі експериментальних даних, винайти сили тяги трактора, сили опору сільськогосподарського знаряддя та кути відхилення агрегату.

Вирішення проблеми Для вирішення поставленої задачі скористаємось динамічною моделлю, яка була розглянута в роботі [5]. Будемо вважати, що відомі прискорення у двох контрольних точках M_1 і M_2 трактора як функція часу в інтервалі $[0, t_0]$. Такі вхідні дані можуть бути отримані за результатами експериментальних досліджень МТА на твердому ґрунті або на стерні колосових культур. Координати точок M_1 і M_2 вважаються відомими відносно системи координат, жорстко зв'язаної з МТА (рис.1).

Позначимо компоненти прискорень у цих точках наступним чином: точка M_1 - a_{x1}, a_{y1} , точка M_2 - a_{x2}, a_{y2} . Ці компоненти прискорень вимірюються відносно незалежної системи координат, в якій розглядається рух МТА. За визначеними параметрами, вхідними даними, необхідно знайти силові характеристики: $F_1 = T_n + T_n - W_{n1} - W_{n2} - W_{n1} - W_{n2}$, $F_2 = T_n - T_n - W_{n1} - W_{n2} + W_{n1} + W_{n2}$ - тягові зусилля приведені до правого та лівого ведучих коліс трактора з урахуванням сил опору коченню; R_x, R_y - проекції сил опору сільськогосподарського

знаряддя на осі незалежної системи координат X, Y . Як показано в [5] плоскопаралельний рух двомасової динамічної системи з чотирма ступенями свободи може бути описано наступною системою нелінійних диференціальних рівнянь

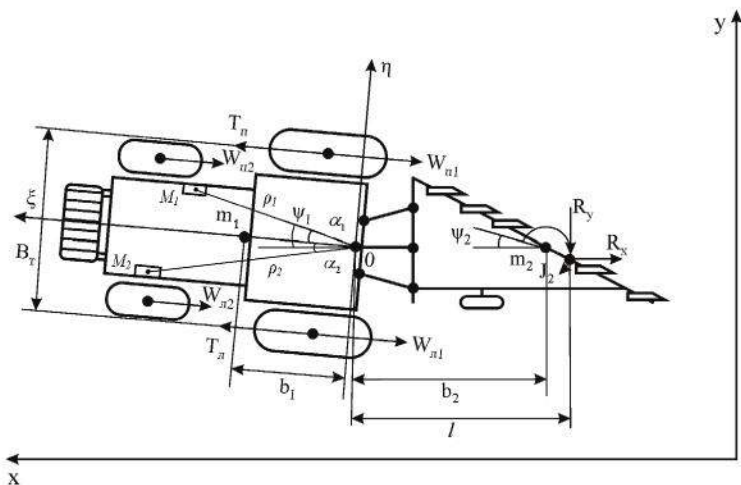


Рис. 1. Схема динамічної моделі МТА та розташування датчиків контрольно-вимірювального комплексу

$$\begin{aligned}
 (m_1 + m_2)\ddot{\xi} - m_1 b_1 \ddot{\psi}_1 \sin \psi_1 - m_1 b_1 \dot{\psi}_1^2 \cos \psi_1 - m_2 b_2 \ddot{\psi}_2 \sin \psi_2 - \\
 - m_2 b_2 \dot{\psi}_2^2 \cos \psi_2 = \cos \psi_1 \bar{F}_1 - \cos \psi_2 R_x + \sin \psi_2 R_y, \\
 (m_1 + m_2)\ddot{\eta} + m_1 b_1 \ddot{\psi}_1 \cos \psi_1 - m_1 b_1 \dot{\psi}_1^2 \sin \psi_1 + m_2 b_2 \ddot{\psi}_2 \cos \psi_2 - \\
 - m_2 b_2 \dot{\psi}_2^2 \sin \psi_2 = \sin \psi_1 \bar{F}_1 + \cos \psi_2 R_y + \sin \psi_2 R_x, \\
 m_1 (b_1^2 + \rho_1^2) \ddot{\psi}_1 + m_1 b_1 (\ddot{\eta} \cos \psi_1 - \dot{\xi} \sin \psi_1 - \dot{\eta} \dot{\psi}_1 \sin \psi_1 - \dot{\xi} \dot{\psi}_1 \cos \psi_1) + \\
 + D(\psi_1 - \psi_2) + m_1 b_1 \dot{\psi}_1 (\dot{\eta} \sin \psi_1 + \dot{\xi} \cos \psi_1) = \bar{F}_2 \frac{B_T}{2}, \\
 m_2 (b_2^2 + \rho_2^2) \ddot{\psi}_2 + m_2 b_2 (\ddot{\eta} \cos \psi_2 - \dot{\xi} \sin \psi_2 - \dot{\eta} \dot{\psi}_2 \sin \psi_2 - \dot{\xi} \dot{\psi}_2 \cos \psi_2) - \\
 - D(\psi_1 - \psi_2) + m_2 b_2 \dot{\psi}_2 (\dot{\eta} \sin \psi_2 + \dot{\xi} \cos \psi_2) = -\sin \psi_2 l R_x + \cos \psi_2 l R_y,
 \end{aligned} \tag{1}$$

де $\bar{F}_1 = F_1 + F_2$, $\bar{F}_2 = F_1 - F_2$; ξ і η - поздовжня і поперечна координати точки кріплення сільськогосподарського знаряддя до трактора від-

носно системи координат XU ; ψ_1 - курсовий кут трактора відносно осі X ; ψ_2 - кут повороту прямої, що з'єднує центр мас сільськогосподарського знаряддя та начіпного пристрою відносно осі X ; m_1, m_2 - маса трактора і знаряддя, а ρ_1 і ρ_2 - радіуси інерції; b_1, b_2 - відповідно відстані між центрами мас трактора і знаряддя та центром мас причіпного пристрою; B_T - відстань між лініями дії сил тяги трактора; D - ефективний коефіцієнт приведенної жорсткості начіпного пристрою.

У подальшому, система рівнянь (1) буде використана для вирішення зворотної задачі динаміки. Розглянемо основні етапи вирішення цієї задачі. Перший етап полягає у визначенні зв'язку між компонентами прискорень, які вимірюються $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$ та узагальненими координатами $\xi(t), \eta(t), \psi_1(t), \psi_2(t)$.

Визначення такого зв'язку обґрунтовується на загальних теоремах кінематики пласкопаралельного руху абсолютно твердого тіла [6]. Як відомо [6], пласкопаралельний рух абсолютно твердого тіла може складатись з поступального руху точки O (у нашому випадку це координати $\xi(t), \eta(t)$ центра мас начіпного пристрою) та обертального руху навкруги цієї точки, який описується зміною кута повороту трактора $\psi_1(t)$ відносно осі X . (див.рис.1). На виконання цього твердження прискорення будь-якої точки M тіла можливо виразити у вигляді геометричної суми трьох прискорень [6]

$$\vec{a}_M = \vec{a}_0 + \vec{a}_e + \vec{a}_C, \quad (2)$$

де \vec{a}_0 - прискорення в точці O , $a_{Ox} = \ddot{\xi}$, $a_{Oy} = \ddot{\eta}$, \vec{a}_e - обертальне прискорення $\vec{a}_e = \rho \ddot{\psi}_1$ і \vec{a}_C - доцентрове прискорення $a_C = \rho \dot{\psi}_1^2$, ρ - відстань між точками M і O .

За допомогою (2) запишемо наступну систему рівнянь

$$\begin{aligned} a_{x1} &= \ddot{\xi} - \rho_1 \ddot{\psi}_1 \sin(\psi_1 + \alpha_1) - \rho_1 \dot{\psi}_1^2 \cos(\psi_1 + \alpha_1), \\ a_{y1} &= \ddot{\eta} + \rho_1 \ddot{\psi}_1 \cos(\psi_1 + \alpha_1) - \rho_1 \dot{\psi}_1^2 \sin(\psi_1 + \alpha_1), \\ a_{x2} &= \ddot{\xi} - \rho_2 \ddot{\psi}_1 \sin(\psi_1 - \alpha_2) - \rho_2 \dot{\psi}_1^2 \cos(\psi_1 - \alpha_2), \\ a_{y2} &= \ddot{\eta} + \rho_2 \ddot{\psi}_1 \cos(\psi_1 - \alpha_2) - \rho_2 \dot{\psi}_1^2 \sin(\psi_1 - \alpha_2). \end{aligned} \quad (3)$$

відносно $\ddot{\xi}$, $\ddot{\eta}$, $\ddot{\psi}_1$, $\dot{\psi}_1$, де ρ_1 і ρ_2 - відповідно відстань між точками M_1 і M_2 , в яких вимірюється прискорення \vec{a}_1 , \vec{a}_2 і точкою O , а α_1 і

α_2 - кути між прямими, що проходять через точки $M_1 O$ та $M_2 O$ та поздовжньою віссю трактора і націпного пристрою (див.рис.1).

Система рівнянь (3) є нелінійною і її вирішення, у загальному вигляді, можливо отримати тільки чисельним способом за допомогою комп'ютера.

Крім того у випадках особливо важливих для практичних розрахунків цю систему можливо вирішити в аналітичному вигляді. Для отримання такого рішення необхідно зробити припущення, що кут повороту трактора ψ_1 є достатньо малою величиною, тобто відхилення курсового кута трактора від осі X дійсно дуже мале.

При таких припущеннях система рівнянь (3) може бути лінеаризована і представлена у наступному вигляді

$$\begin{aligned}\Delta a_x &= -\Delta_2 \ddot{\psi}_1 + \Delta_1 \dot{\psi}_1^2 \\ \Delta a_y &= -\Delta_1 \ddot{\psi}_1 - \Delta_2 \dot{\psi}_1^2\end{aligned}\quad (4)$$

де введені позначення

$$\Delta a_x = a_{x1} - a_{x2}; \Delta a_y = a_{y1} - a_{y2}; \quad (5)$$

$$\Delta_1 = \rho_2 \cos \alpha_2 - \rho_1 \cos \alpha_1; \quad \Delta_2 = \rho_2 \sin \alpha_2 + \rho_1 \sin \alpha_1$$

При складанні рівняння (4) припускалось, що $\sin \psi_1 \approx \psi_1$, $\cos \psi_1 \approx 1$, $|\dot{\psi}_1 \psi_1| \ll 1$, $|\dot{\psi}_1^2 \psi_1| \ll 1$. Визначивши з(4) $\ddot{\psi}_1$ і $\dot{\psi}_1^2$ та підставивши до (3), у кінцевому вигляді отримаємо

$$\begin{aligned}\ddot{\xi} &= a_{x1} + D_1 \Delta a_x - D_2 \Delta a_y, \\ \ddot{\eta} &= a_{y1} + D_2 \Delta a_x + D_1 \Delta a_y, \\ \ddot{\psi}_1 &= -\Delta a_x D_3 - \Delta a_y D_4\end{aligned}\quad (6)$$

де $D_1 = \Delta^{-1}(\bar{x}_1 \bar{x}_2 - \bar{y}_1 \bar{y}_2 - \bar{x}_1^2 - \bar{y}_1^2)$, $D_2 = \Delta^{-1}(\bar{y}_1 \bar{x}_2 + \bar{x}_1 \bar{y}_2)$,

$$D_3 = \Delta^{-1}(\bar{y}_1 + \bar{y}_2), \quad D_4 = \Delta^{-1}(\bar{x}_2 - \bar{x}_1),$$

$$\Delta = (\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 + \bar{y}_2)^2, \quad \bar{x}_1 = \rho_1 \cos \alpha_1, \quad \bar{y}_1 = \rho_1 \sin \alpha_1, \quad (7)$$

$$\bar{x}_2 = \rho_2 \cos \alpha_2, \quad \bar{y}_2 = \rho_2 \sin \alpha_2$$

Таким чином, формули (6), (7) встановлюють зв'язок між вимірними компонентами прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$ у двох контрольних

точках M_1 і M_2 трактора та узагальненими координатами ψ_1, ξ, η . Відзначимо, що величина кута повороту трактора ψ_1 може бути визначена з (6) двократним інтегруванням по часу

$$\psi_1(t) = -\int_0^t dt \int_0^t (\Delta a_x D_3 + \Delta a_y D_4) dt \quad (8)$$

Якщо при вимірюваннях Δa_x та a_y відомі в дискретні моменти часу $t_n = (n-1)\Delta t$, $n = 1, 2, \dots, N$, Δt - крок вимірювань, то кут повороту в ці моменти часу $\psi_n = \psi_1(t_n)$ і його можливо отримати по наступній залежності

$$\begin{aligned} \psi_n &= -\psi_{n-1} - \frac{\Delta t}{2} (\phi_n + \phi_{n-1}), \\ \phi_n &= \phi_{n-1} + \frac{\Delta t}{2} \left[D_3 \left((\Delta a_x)_n + (\Delta a_x)_{n-1} \right) + D_4 \left((\Delta a_y)_n + (\Delta a_y)_{n-1} \right) \right] \quad (9) \end{aligned}$$

$$n = 2, \dots, N, \psi_1 = \phi_1 = 0.$$

Момент часу $t = 0$ відповідає початку руху агрегату, а $(\Delta a_x)_n = a_{x1}(t_n) - a_{x2}(t_n)$, $(\Delta a_y)_n = a_{y1}(t_n) - a_{y2}(t_n)$.

При отриманні рекурентної формули(9) використали двохточкову квадратурну формулу трапецій [7].

Наступний етап у побудові рішення зворотної задачі динаміки полягає у визначенні силових характеристик МТА, використовуючи систему рівнянь (1). Припустимо, що кути повороту ψ_1 і ψ_2 трактора і знаряддя достатньо малі. Після ряду перетворень отримаємо

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{\xi} &= \bar{F}_1 - R_x + \psi_2 R_y, \\ (m_1 + m_2)\ddot{\eta} + m_1 b_1 \psi_1 + m_2 b_2 \psi_2 &= \psi_1 \bar{F}_1 + R_y + \psi_2 R_x, \\ m_1 (b_1^2 + \rho_1^2) \psi_1 + m_1 b_1 \ddot{\eta} + D(\psi_1 - \psi_2) &= \bar{F}_2 B_T / 2, \\ m_2 (b_2 + \rho_2^2) \psi_2 + m_2 b_2 \ddot{\eta} - D(\psi_1 - \psi_2) &= -\psi_2 R_x I + R_y I. \end{aligned} \quad (10)$$

Після цього визначення використовуємо встановлений раніше зв'язок між вимірними компонентами прискорень та узагальненими координатами (див. формулу (6)). І у цьому випадку система рівнянь (10) перетворюється до наступного вигляду

$$A_1 + \bar{F}_1 + R_x + \psi_2 R_y = 0, \quad (11)$$

$$A_2 + m_2 b_2 \ddot{\psi}_2 - \psi_1 \bar{F}_1 - R_y - \psi_2 R_x = 0 \quad (12)$$

$$A_3 - D\psi_2 - \bar{F}_2 B_T / 2 = 0 \quad (13)$$

$$A_4 + m_2 (b_2 + \rho_2^2) \ddot{\psi}_2 + D\psi_2 + \psi_2 R_x l - R_y l = 0 \quad (14)$$

Для цих рівнянь величини A_n , $n = 1, 2, 3, 4$ є відомими та визначаються через компоненти прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$.

$$\begin{aligned} A_1 &= (m_1 + m_2)(a_{x1} + D_1 \Delta a_x - D_2 \Delta a_y), \\ A_2 &= (m_1 + m_2) a_{y1} + \Delta a_x [(m_1 + m_2) D_2 - m_1 b_1 D_3] + \Delta a_y [(m_1 + m_2) D_1 - m_1 b_1 D_4], \\ A_3 &= m_1 b_1 a_{y1} + \Delta a_x [m_1 b_1 D_2 + m_1 (b_1^2 + \rho_1^2 D_3)] + \Delta a_y [m_1 b_1 D_1 - m_1 (b_1^2 + \rho_1^2 D_4)] - \\ &\quad - D \int_0^t dt \int_0^t (\Delta a_x D_3 + \Delta a_y D_4) dt \\ A_4 &= m_2 b_2 a_{y1} + \Delta a_x m_2 b_2 D_2 + \Delta a_y m_2 b_2 D_1 + D \int_0^t dt \int_0^t (\Delta a_x D_3 + \Delta a_y D_4) dt. \end{aligned} \quad (15)$$

Невідомими величинами у (11)...(14) є силові характеристики $\bar{F}_1, \bar{F}_2, R_x, R_y$ та кут повороту ψ_2 сільськогосподарського знаряддя. Кількість невідомих у цих рівняннях більше кількості самих рівнянь. У такому випадку неможливо однозначно визначити силові характеристики. Для вирішення цих рівнянь та визначення діючих сил необхідно провести виміри прискорень не менше ніж у двох точках знаряддя МТА. Але є можливість використати припущення того, що поперечна складова сили опору ґрунтообробного знаряддя пов'язана з поздовжньою співвідношенням [8].

$$R_y = \gamma R_x$$

де коефіцієнт $\gamma \approx 0,35$.

При такому підході кількість рівнянь в (11)...(14) і кількість невідомих співпадають і з'являється принципова можливість визначити з цих рівнянь силові характеристики МТА та кут повороту знаряддя.

Дійсно з (11), (12) і (14) отримаємо рівняння для визначення кута повороту ψ_2 ґрунтообробного знаряддя

$$\ddot{\psi}_2 + f^2 \psi_2 = C(t), \quad (16)$$

$$\text{де} \quad f^2 = \frac{D}{m_2 (b_2^2 + \rho_2^2 - b_2 l)}, \quad (17)$$

$$C(t) = f^2 \left[\begin{aligned} &\psi_1 + \frac{\Delta a_x}{D} (D_2(lm_1 + m_2(l - b_2)) - m_1 b_1 D_2) + \\ &+ \frac{\Delta a_y}{D} (D_1(lm_1 + m_2(l - b_2)) - m_1 b_1 l D_4) \end{aligned} \right] \quad (18)$$

До рівняння (16) необхідно додати початкові умови $\psi_2(0) = \dot{\psi}_2(0) = 0$.

Момент часу $t = 0$, як відомо, відповідає початку руху, коефіцієнт $C(t)$ виражається через компоненти прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$ та кут повороту ψ_1 трактора. Як випливає з (16), кут повороту ψ_2 при пласкопаралельному русі МТА можливо представити у вигляді

$$\psi_2(t) = \bar{C}(t) \sin(ft - \phi), \quad (19)$$

де
$$\bar{C}(t) = \frac{1}{f} \sqrt{\left(\int_0^t C(t) \sin ft dt \right)^2 + \left(\int_0^t C(t) \cos ft dt \right)^2} \quad (20)$$

$$\phi = \arctg \left(\frac{\int_0^t C(t) \sin ft dt}{\int_0^t C(t) \cos ft dt} \right). \quad (21)$$

Відповідно кут повороту знаряддя залежить від часу по гармонічному закону із змінною амплітудою та частотою f прямо пропорційною квадратному кореню з ефективного коефіцієнта приведеної жорсткості начіпного пристрою та обернено пропорційною кореню квадратному із маси сільськогосподарського знаряддя (рис.2).

Після визначення кута повороту ψ_2 з рівняння (14) отримаємо формулу для розрахунку сили опору

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \left| \begin{aligned} &R_x \left| \sqrt{1 + \gamma^2} = \frac{\sqrt{1 + \gamma^2}}{l\gamma} \right| A_4 + m_2(b_2^2 + \rho_2^2) C(t) + \\ &+ f^2 \bar{C}(t) \sin(ft - \phi) (D - \gamma^{-1} A_4 - m_2(b_2^2 + \rho_2^2) f) \end{aligned} \right|, \quad (22)$$

Для розв'язку цього рівняння величини $f, \bar{C}(t), C(t), A_4$ були визначені з (15), (17) – (21).

Вирішуючи рівняння (11), (13), знаходимо силові характеристики \bar{F}_1 і F_2 , що відповідає силі тяги на лівому і правому ведучих колесах трактора з урахуванням сил опору перекочуванню (рис.3).

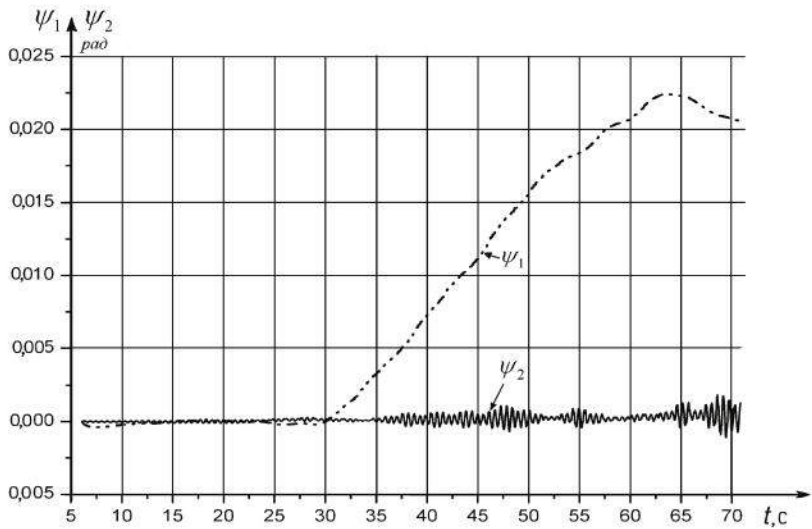


Рис. 2. Графіки зміни курсового кута трактора ψ_1 та кута відхилення ґрунтообробного знаряддя ψ_2

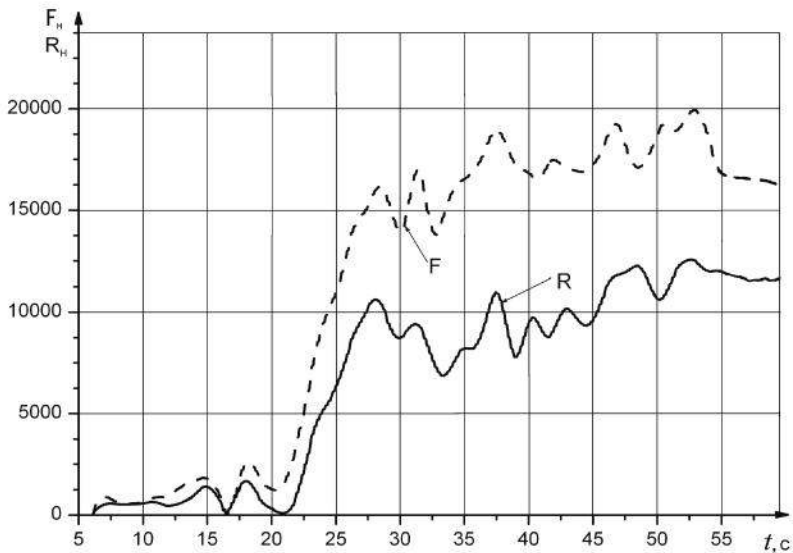


Рис. 3. Графік залежності сили тяги трактора (F) та сили опору сільськогосподарського знаряддя (R) від часу

$$F_1 = \frac{\bar{F}_1 + \bar{F}_2}{2} = \frac{1}{2} \left[C_1 + \frac{2A_3}{B_T} + \frac{\psi_2}{\gamma l} \left(C_2 - \frac{2D\gamma l}{B_T} \right) \right], \quad (23)$$

$$F_2 = \frac{\bar{F}_1 - \bar{F}_2}{2} = \frac{1}{2} \left[C_1 - \frac{2A_3}{B_T} + \frac{\psi_2}{\gamma l} \left(C_2 + \frac{2D\gamma l}{B_T} \right) \right], \quad (24)$$

де

$$C_1 = A_1 + \frac{1}{\gamma l} \left[A_4 + m_2 (b_2^2 + \rho_2^2) C(t) \right], \quad (25)$$

$$C_2 = D - A_4 (\gamma + \gamma^{-1}) - m_2 (b_2^2 + \rho_2^2) (f^2 + \gamma C(t)).$$

Із рівнянь (23), (24) після перетворень отримаємо вираз для сумарного тягового зусилля трактора

$$F = \bar{F}_1 + \bar{F}_2 = C_1 + \frac{\psi_2}{\gamma l} C_2 \quad (26)$$

Таким чином, отримані співвідношення (17) – (25) дають можливість вирішення зворотної задачі динаміки, визначення силових характеристик агрегату при експериментально визначеному прискоренні пласкопаралельного руху МТА.

Висновки. Викладена методика надає можливість оцінки, за результатами вимірювань компонент прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$, експлуатаційних параметрів агрегатів, які раніше не було змоги вимірювати через відсутність необхідних приладів, розроблено алгоритм за допомогою якого аналітично визначаються силові характеристики агрегату, що дає змогу надати рекомендації з оптимізації комплектування МТА.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Горячкин В.П.* Теория массы и скоростей сельскохозяйственных прицепов / В.П. Горячкин – М.: Энергия, 1974. – 240 с.
2. *Василенко П.М.* Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных систем) / П.М. Василенко, В.П. Василенко. – К.:., 1980. – 135 с.
3. *Рославцев А.В.* Методы исследования движения МТА / А.В. Рославцев, В.А. Хаустов, В.М. Авдеев, В.М. Третьяк, И.П. Сазонов, Е.Э. Гурковский // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998, – №6, – С.24–28.

4. *Метод* парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подрига-ло, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожня] – Харьков: изд-во «Міськдрук», 2012. – 220 с.
5. *Артьомов М.П.* Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням методу парціальних прискорень / М.П. Артьомов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2012. – Вип. 11. Т.1 (65). – С.34–40.
6. *Ляпунов А.М.* Лекции по теоретической механике. / А.М. Ляпунов – К.: Наукова думка. 1982, - 362 с.
7. *Крылов В.И.* Вычислительные методы. Т.1 / В.И. Крылов, В.В. Бобков, П.И.Монастырский – М.: Наука, 1976. – 302 с.
8. *Довідник з машиновикористання в землеробстві / за ред. В.І. Пастухова.* – Харків: «Веста» - 2001, 347с.

МЕТОД РАСЧЕТА И КОНТРОЛЯ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

В статье рассмотрена методика определения силовых характеристик машинно-тракторного агрегата при неустановившемся режиме движения в горизонтальной плоскости с использованием нового подхода к расчету

Ключевые слова: *плоскопараллельное движение, обобщенные координаты, парциальные ускорения, динамическая система.*

METHOD OF POWER AND CONTROL CHARACTERISTICS OF MACHINE-TRACTOR UNITS FOR UNSTEADY PLANE-PARALLEL MOTION

The article is devoted to the method of determining the power characteristics of the machine and tractor unit in transient regime of movement in at the horizontal plane using a new approach to the calculation.

Key words: *plane-parallel motion, generalized coordinates, partial acceleration, dynamic system.*