



Механізація, електрифікація

УДК 621.01:
[631.372+631.331]

© 2019

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПОСІВНОГО МАШИННО- ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Р.В. Антощенко

доктор технічних наук

Харківський національний технічний університет

сільського господарства імені Петра Василенка

вул. Алчевських, 44, м. Харків, 61000, Україна

e-mail: roman.antoshchenkov@gmail.com

Надійшла 14.02.2019

Мета. Визначення ефективності використання посівного машинно-тракторного агрегату шляхом установлення теоретично та експериментально динамічних і енергетичних показників. **Методи.** Класичної механіки, математичного моделювання, розв'язку систем нелінійних диференціальних рівнянь. Експериментальні дослідження проведено із застосуванням фізичного моделювання та випробувань. **Результати.** Складено тримасову динамічну модель плоско-паралельного руху багатоелементного машинно-тракторного посівного агрегату в складі трактора класичної компоновки ХТЗ-16131 та ґрунтообробно-посівного агрегату АПП-6. Динамічна модель має одну ступінь свободи. Розглянуто випадок руху агрегату, при якому задавався кут повороту керованих коліс за синусоїдальним (гармонійним) законом. Розраховано кути повороту, швидкості руху та сили, що діють на елементи агрегату. Для проведення експериментальних досліджень розроблено вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин. Система призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях. Інноваційною складовою вимірювальної системи є спосіб визначення буксування коліс або ведучих зірочок, що полягає у визначенні швидкості обертання коліс за допомогою гіроскопа та акселерометра. Отримано результати експериментальних досліджень, які підтвердили адекватність математичної моделі динаміки агрегату. **Висновки.** Кути повороту елементів агрегату мають вигляд гармонійних коливань. Встановлено, що найнижче середнє значення швидкості руху та найбільший розмах коливань має сівалка. Під час експериментальних досліджень агрегату встановлено, що він працює в задовільних умовах.

Ключові слова: машинно-тракторний агрегат, динаміка, теоретичні дослідження, вимірювальна система, експеримент.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk201905-05>

Комбіновані сільськогосподарські агрегати представляють собою комплекс сільськогосподарських машин для виконання різних технологічних операцій, з'єднаних в один багатоелементний агрегат. Способи з'єднання таких агрегатів пропонуються заводом виробником. Динаміка багатоелементних агрегатів потребує поглиблених досліджень для визначення оптимальних та найменш витратних режимів роботи. Але різноманіття структур багатоелементних агрегатів збільшує витрати часу на їх дослідження. Досліджуючи динаміку комбінованих сільськогосподарських агрегатів, як багатоелементних (багатомасових) механічних систем, слід вирішувати наукову проблему динаміки при одночасному переміщенні по 3-х декартових координатах з довільним поєднанням елементів системи. Дослідження динаміки даних систем потребує розробки методології формування рівнянь динаміки з урахуванням зміни структур та способів з'єднання машин й агрегатів. Існуючі методології формування рівнянь динаміки машинно-тракторних агрегатів (МТА) не можуть бути використані під час дослідження агрегатів зі змінними структурами, тому що не дають можливості змінювати математичну модель залежно від схеми агрегування елементів багатоелементних комбінованих агрегатів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Математичні моделі, що використовуються для дослідження динаміки багатоелементних комбінованих агрегатів, переважно враховують рух в одній площині [1–3]. Під час дослідження плоско-паралельного руху розглядаються задачі динаміки [4], стійкості та керованості МТА і прямолінійності рядків посівів. Відповідно, вплив нерівності опорної поверхні та коливань елементів агрегату досліджується в поздовжньо-вертикальній площині [5]. Взаємний вплив динаміки в двох площинах на прикладі комбінованих ґрунтообробно-посівних агрегатів, раніше не був досліджений. Для побудови рівнянь динаміки МТА застосовують принцип Д'аламбера-Лагранжу або рівняння Лагранжу 2-го роду [6]. Питання агрегування посівних агрегатів залежно від конструкції досліджене в роботі [7]. Однак, не існувало методології формування рівнянь динаміки багатоелементних МТА для дослідження плоско-паралельного та просторового руху з довільною кількістю елементів та їх взаємним розташуванням.

Мета досліджень — дослідити ефективність використання посівного МТА способом теоретичного та експериментального встановлень динамічних і енергетичних показників.

Методи досліджень. Під час дослідження використано методи класичної механіки, математичного моделювання, розв'язку систем нелінійних диференціальних рівнянь. Експериментальні дослідження проведено із застосуванням фізичного моделювання та випробувань.

Результати досліджень. Для вирішення наукової проблеми ефективного використання багатоелементних МТА слід дослідити динаміку та визначити взаємозв'язок між динамічними та енергетичними показниками їх функціонування. Різноманіття конструкцій та технологічних схем із різними способами агрегування потребують підвищення кількості математичних моделей для дослідження динаміки та оцінки ефективності їх використання. Методологію дослідження динаміки багатоелементних сільськогосподарських агрегатів обґрунтовано у роботі [8].

Складемо тримасову динамічну модель плоско-паралельного руху багатоелементного МТА на прикладі посівного агрегату в складі трактора класичної компоновки ХТЗ-16131 та ґрунтообробно-посівного агрегату АПП-6 (рис. 1).

Розглянемо динамічну модель плоско-паралельного руху МТА (рис. 1) для якої рівняння кінематичних зв'язків мають вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_1 = s\dot{A}_1 \sin \frac{\theta_1}{A_1 B_1}; \\ \theta_1 = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \psi_{11}}{1 + 0,5n_1 \operatorname{tg} \psi_{11}} \right); \\ \theta_n = \gamma_i - \gamma_n - \delta_n; \\ \delta_i = \arctg(\lambda_i \operatorname{tg} \theta_i); \\ s\dot{A}_n = sA_n + s\dot{A}_{n-1} \sqrt{(\cos \theta_{n-1})^2 + (\lambda_{n-1} \sin \theta_{n-1})^2}; \\ s\dot{B}_i = sB_i + s\dot{A}_i \cos \theta_i; \\ s\dot{O}_i = sO_i + s\dot{A}_i \sqrt{(\cos \theta_i)^2 + (\mu_i \sin \theta_i)^2}; \\ \dot{\gamma}_i = \gamma_i + \omega_i; \\ x\dot{A}_i = xA_i + s\dot{A}_i \cos(\theta_i + \gamma_i); \\ y\dot{A}_i = yA_i + s\dot{A}_i \sin(\theta_i + \gamma_i); \\ x\dot{B}_i = xB_i + s\dot{B}_i \cos \gamma_i; \\ y\dot{B}_i = yB_i + s\dot{B}_i \sin \gamma_i, \end{array} \right. \quad (1)$$

де $\eta_i = \frac{C_{21}C_{22}}{A_iB_i}$; $\mu_i = \frac{OB_i}{A_iB_i}$; $\lambda_i = \frac{BA_{i+1}}{A_iB_i}$; s — псевдокоординати точок елементів агрегату; x , y — координати точок елементів агрегату; $i=1, \dots, 3$ — номер елемента в агрегаті, що позначає трактор, бункер та сівалку; $n=2, 3$ — номер елемента в агрегаті, що позначає бункер та сівалку.

Швидкості всіх точок динамічної моделі МТА та кутові швидкості всіх тіл (рис. 1) виражаються через одну швидкість — швидкість центра лівого колеса. В розглянутій механічній неголономній системі два ступеня свободи, а з урахуванням керуючого кута ψ_{11} — одна [9]. Псевдошвидкість $v_{C_{11}}$ може бути обрана як незалежна. Тоді динамічне рівняння для її знаходження матиме вигляд:

$$\sum_{i=1}^3 J_i \frac{\partial \omega_i}{\partial v_{A_1}} \dot{\omega}_i + \sum_{i=1}^3 m_i \frac{\partial v_{O_i}}{\partial v_{A_1}} \dot{v}_{O_i} = F_{B_1} - \sum_{i=1}^3 R_{B_i} \frac{\partial v_{B_i}}{\partial v_{A_1}} \quad (2)$$

де F_{B_i} , R_{B_i} — модулі рушійної сили і сил опору руху (наведених до т. B_i).

З рівняння (2), враховуючи керуючий кут ψ_{11} , отримано рівняння динаміки:

$$\begin{aligned} \dot{s}A_1 = & \frac{dsO_1}{dsA_1} \cdot m_1 s \ddot{O}_1 - \left(\frac{dsB_1}{dsA_1} \cdot (FA_1 + FB_1) + \right. \\ & \left. + \frac{dsB_2}{dsA_1} \cdot FB_2 + \frac{dsB_3}{dsA_1} \cdot FB_3 \right) + \\ & + \frac{dsO_2}{dsA_1} \cdot m_2 s \ddot{O}_2 + \frac{dsO_3}{dsA_1} \cdot m_3 s \ddot{O}_3 + \quad (3) \\ & + \frac{d\omega_1}{dsA_1} \cdot J_1 \dot{\omega}_1 + \frac{d\omega_2}{dsA_1} \cdot J_2 \dot{\omega}_2 + \\ & + \frac{d\omega_3}{dsA_1} \cdot J_3 \dot{\omega}_3. \end{aligned}$$

Чисельно рівняння (2) та (3) вирішуємо за допомогою ССКА «КидиМ» [10], GNU

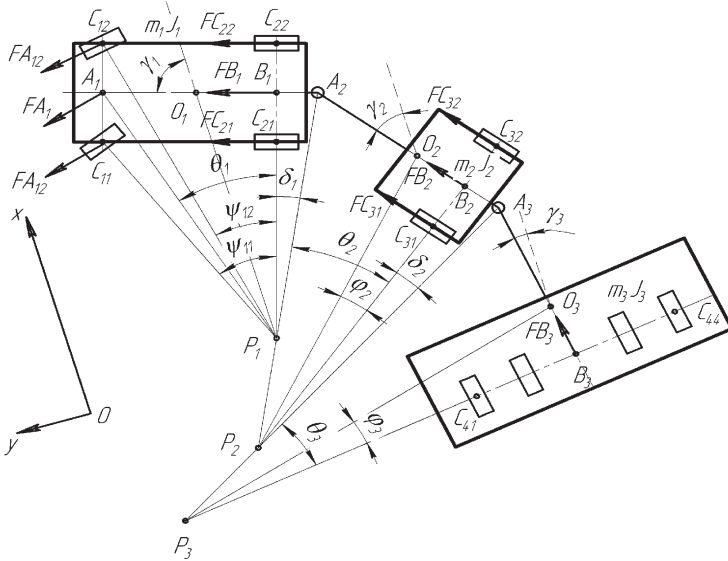


Рис. 1. Динамічна модель машинно-тракторного агрегату: C_{ij} — центри коліс (i — номер ряду, j — номер у ряді); A_k — передні точки рам ($k=1, 2, 3$, для 3-елементного агрегату); O_k — центри мас трактора, бункера та сівалки; m_k, J_k — маса та момент інерції елемента агрегату; B_k — точки середини задньої осі трактора, бункера та сівалки; P_k — миттєві центри швидкостей (МЦШ) рам елементів агрегату; ψ_{11}, ψ_{12} — кути повороту передніх коліс трактора відносно його рами; φ_k — кути між лініями нерухоливих корпусів, осей коліс і напрямками на центри мас із відповідних МЦШ; θ_k — кути від ліній зазначених осей до напрямків на передні шарніри з МЦШ; δ_1, δ_2 — кути від ліній осей до напрямків на задні шарніри з МЦШ; γ_k — кути, що утворюють повздовжню осі транспортних засобів з віссю x нерухливої системи координат; FA_1, FB_1 — сили, що діють на передню та задню осі трактора; FB_2, FB_3 — сили, що діють на осі бункера та сівалки

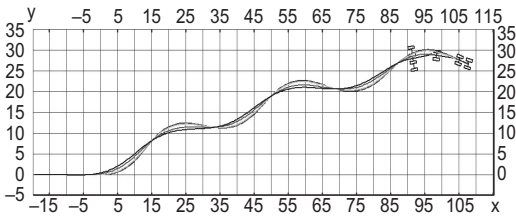


Рис. 2. Схема плоско-паралельного руху МТА

Octave, MatLab або іншої математичної програми чи обчислювального пакета програм.

Виконаємо теоретичні дослідження математичної моделі динаміки плоско-паралельного руху МТА (2), (3) у складі трактора класичної компоновки ХТЗ-16131 та посівного агрегату АПП-6.

У випадку керування агрегатом у ручному режимі, тобто без використання систем керування напрямком руху (наприклад системи GPS), траєкторії руху його елементів представляють гармонійні коливання [5], кут керування змінюється за синусоїдальним законом [8]:

$$\psi = 0,2 \cdot \sin(0,5t). \quad (4)$$

Схему плоско-паралельного руху МТА при зміні кута керування за законом (4) наведено на рис. 2.

Кути повороту елементів МТА при куті керування $\psi = 0,2 \cdot \sin(0,5t)$ мають вигляд гармонійних коливань з періодом $T = 12$ с та амплітудою $A_{\gamma_1} = 0,7^\circ$, $A_{\gamma_2} = 0,25^\circ$, $A_{\gamma_3} = 0,2^\circ$ (рис. 3, а).

Швидкості руху елементів МТА мають період $T = 6$ с (рис. 3, б). Найнижче середнє значення швидкості руху $sA'_3 = 2,7$ м/с і найбільший розмах коливань $0,13$ м/с має

сівалка. Середнє значення швидкості руху трактора та бункера для посівного матеріалу $sA'_1 = 2,8$ м/с і $sA'_2 = 2,77$ м/с; розмах коливань $0,04$ м/с й $0,06$ м/с. Розраховано сили, що діють на елементи агрегату у точках A_1 , B_1 , B_2 , B_3 (рис. 3, в).

Для проведення експериментальних досліджень в ХНТУСГ імені Петра Василенка розроблено вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин [11].

Розроблена вимірювальна система відноситься до технічних засобів діагностування та експлуатаційного контролю і може бути використана в сільському господарстві та машинобудівній промисловості. Вона призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях.

Вимірювальна система включає інерційні вимірювальні пристрої (ІВП) 1, що складаються з гіроскопів (Г), магнітометрів (М) та датчиків прискорень (ДП), навігаційного приймача (GPS) 3, датчиків швидкості обертання (ДО) 9, електронних динамометрів (ЕД) 10, аналогових (АВ) 11 та дискретних входів (ДВ) 12 та датчиків витрати палива (Q) 8. Для вимірювальної системи розроблено програмне забезпечення DASys PC Suite, яке відповідає за зберігання інформації з датчиків на внутрішньому або зовнішньому носіях інформації. Комунікація між датчиками та обчислювальним модулем відбувається по CAN-шині 5 і радіоканалу у діапазоні 2,4 ГГц.

Інноваційною складовою вимірювальної

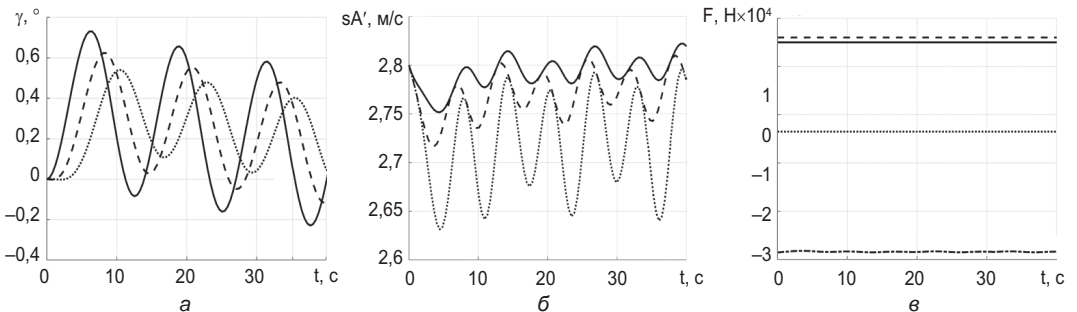


Рис. 3. Залежності від часу: кутів повороту — γ_1 , — — — γ_2 , — γ_3 (а); швидкостей руху — sA'_1 , — — — sA'_2 , — sA'_3 (б); сил, що діють на елементи МТА — FA_1 , — — — FB_1 , — FB_2 , — — — FB_3 (в)

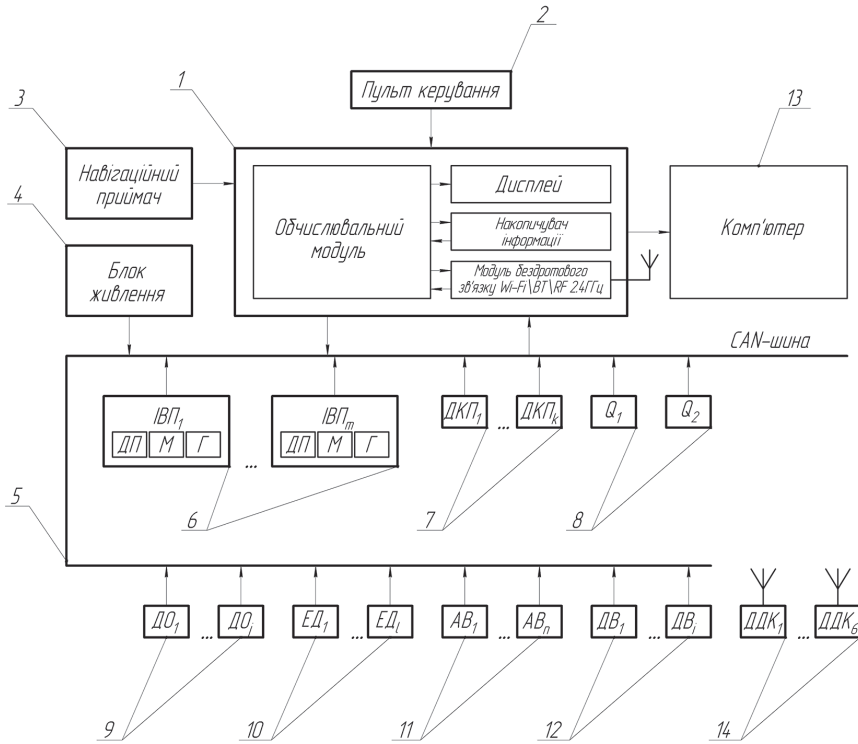


Рис. 4. Структурна схема вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин

системи є спосіб визначення буксування коліс або ведучих зірочок. Він полягає у визначенні швидкості обертання коліс за допомогою гіроскопа ω_z та акселерометра a_z , що входять до датчиків динаміки колеса (ДДК) 14, які встановлено в центрі колеса. Кутова швидкість, що вимірюється гіроскопом, дорівнює кутовій швидкості обертання колеса $\omega_z = \omega_k$. При обертанні колеса сигнал акселерометра a_z змінюється гармонійно, а частота даного сигналу дорівнює кутовій швидкості обертання колеса $\omega_k = f(a_z)$. Буксування коліс визначається за формулою:

$$\delta = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot n_k - v_d}{v_d} \cdot 100\%, \quad (5)$$

де n_k — частота обертання колеса, що визначається розробленим датчиком, об./с; r_d — радіус колеса, що визначається за ДСТУ 4140-2002, ISO 4251-1:1992, м; v_d — дійсна швидкість руху, що визначається приймачем GPS, м/с.

Експериментальні дослідження виконано за допомогою вимірювальної системи

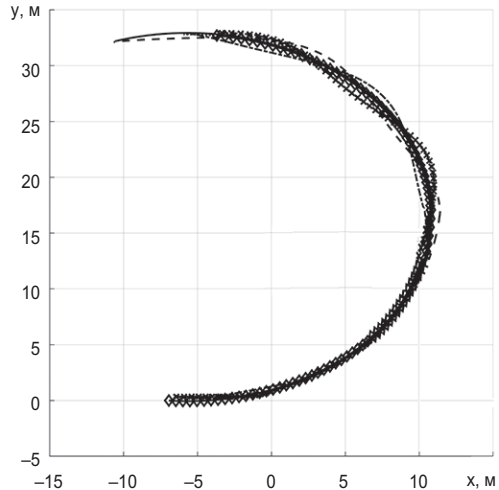


Рис. 5. Траєкторії руху центрів мас елементів МТА – ХТЗ-16131 + АПП-6: — — sA_{1r} , --- sA_{1e} — траєкторії руху трактора; sA_{2r} , -.-.- sA_{2e} — траєкторії руху бункера; ◆ — sA_{3r} , ◆ — sA_{3e} — траєкторії руху сівалки (τ — результати теоретичних досліджень; e — експериментальних досліджень)

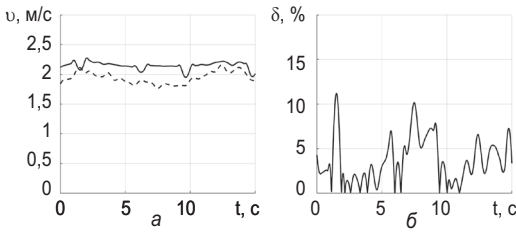


Рис. 6. Залежності швидкості руху МТА — ХТЗ-16131+АПП-6 (а) та буксування рушіїв трактора (б) від часу: — — v_t — теоретична швидкість руху; - - - v_d — дійсна швидкість руху; — — δ — буксування рушіїв трактора

динаміки та енергетики мобільних машин із такими датчиками: інерційні вимірювальні пристрої, навігаційний приймач GPS, датчик тягового зусилля (електронний динамометр) та датчики динаміки коліс.

Побудуємо та порівняємо траєкторії руху центрів мас елементів МТА, отриманих під час експериментальних досліджень (рис. 5).

За фіксованого кута повороту керованих коліс трактора $\psi=11$ радіус розвороту агрегату становить $r_p=16,25$ м. Розбіжність між значеннями траєкторій руху трактора,

бункера та сівалки, отриманими в результаті експериментальних та теоретичних досліджень, не перевищує 4%. Траєкторії руху елементів МТА є комплексним параметром оцінки адекватності математичної моделі плоско-паралельного руху. Отже, математичну модель динаміки плоско-паралельного руху МТА у складі трактора класичної компоновки можна вважати адекватною.

В результаті експериментальних досліджень порівняли теоретичну v_t та дійсну v_d швидкості руху агрегату під час сівби зернових культур (рис. 6, а) та визначили буксування рушіїв трактора δ (рис. 6, б).

Середнє значення дійсної швидкості руху агрегату становить $v_d=2$ м/с (рис. 6, а). Середнє значення буксування $\delta=5\%$, максимальне значення $\delta_{max}=11,5\%$, що відповідає агротехнічним вимогам.

Отримано динамічні показники МТА у складі трактора ХТЗ-16131 та сівалки прямої сівби АПП-6: агрегат працює в задовільних умовах з буксуванням $\delta=5\%$ та максимальним значенням $\delta_{max}=11,5\%$; радіус розвороту агрегату в кінці гону становить $r_p=16,25$ м, що менше за його кінематичну довжину $l_k=18$ м.

Висновки

Складено тримасову динамічну модель плоско-паралельного руху багатоелементного МТА на прикладі посівного агрегату в складі трактора класичної компоновки ХТЗ-16131 та ґрунтообробно-посівного агрегату АПП-6. Установлено, що швидкості всіх точок динамічної моделі МТА та кутові швидкості всіх тіл можна виразити через швидкість центра лівого колеса. Динамічна модель має одну ступінь свободи. Кути повороту елементів МТА при куті керування $\psi=0,2 \cdot \sin(0,5t)$ мають вигляд гармонійних коливань з періодом $T=12$ с та амплітудою $A_{\gamma_1}=0,7^\circ$, $A_{\gamma_2}=0,25^\circ$, $A_{\gamma_3}=0,2^\circ$.

Швидкості руху елементів МТА мають період $T=6$ с. Найнижче середнє значення швидкості руху ($s\dot{A}_3=2,7$ м/с) та найбільший розмах коливань ($0,13$ м/с) має сівалка. Середнє значення швидкості руху трактора та бункера для посівного матеріалу — $s\dot{A}_1=2,8$ м/с і $s\dot{A}_2=2,77$ м/с; розмах коливань — $0,04$ і $0,06$ м/с. Під час експериментальних досліджень МТА (ХТЗ-16131+АПП-6) установлено, що агрегат працює в задовільних умовах з буксуванням $\delta=5\%$ та максимальним значенням $\delta_{max}=11,5\%$. Радіус розвороту агрегату в кінці гону $r_p=16,25$ м, який менший за його кінематичну довжину $l_k=18$ м.

Антощенко Р.В.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, ул. Алчевских, 44, г. Харьков, 61000, Украина; e-mail: roman.antoshchenkov@gmail.com

Исследование динамики посевного машинно-тракторного агрегата

Цель. Исследование эффективности использования посевного машинно-тракторного агрегата путем определения теоретически и экспериментально динамических и энергетических показателей. **Методы.** Классической механики, математического моделирования, решения систем нелинейных дифференциальных

урвнених. Экспериментальные исследования проведены с применением физического моделирования и испытаний. **Результаты.** Составлена трехмассовая динамическая модель плоско-параллельного движения многоэлементного машинно-тракторного посевного агрегата в составе трактора классической компоновки ХТЗ-16131 и почвообрабатывающего-посевного агрегата АПП-6. Динамическая модель имеет одну степень свободы. Рассмотрен случай движения агрегата, при котором задавался угол поворота управляемых колес по синусоидальному (гармоническому) закону. Рассчитаны углы поворота, скорости движения и силы, действующие на элементы агрегата. Для проведения экспериментальных исследований разработана измерительная система динамики и энергетики мобильных машин. Система предназначена для определения кинематических, динамических, мощностных и энергетических характеристик мобильных машин и их элементов при дорожных, полевых и стендовых испытаниях. Инновационной составляющей измерительной системы является способ определения буксования колес или ведущих звездочек, заключается в определении скорости вращения колес с помощью гироскопа и акселерометра. Получены результаты экспериментальных исследований, которые подтвердили адекватность математической модели динамики агрегата. **Выводы.** Углы поворота элементов агрегата имеют вид гармонических колебаний. Установлено, что низкое среднее значение скорости движения и наибольший размах колебаний имеет сеялка. Во время экспериментальных исследований агрегата установлено, что он работает в удовлетворительных условиях.

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, динамика, теоретические исследования, измерительная система, эксперимент.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk201905-05>

Antoshchenkov R.

P. Vasylenko Kharkiv national engineering university of agriculture, Alchevskykh Str., 44, Kharkiv, 61000,

Ukraine; e-mail: roman.antoshchenkov@gmail.com

Investigation in dynamics of sowing machine-tractor assembly unit

The purpose. To study efficiency of use of sowing machine-tractor assembly unit using theoretical and experimental dynamic and power indexes.

Methods. Classical mechanics, mathematical simulation, solution of systems of nonlinear differential equations. Experimental researches were lead with application of physical simulation and tests.

Results. Three-mass dynamic model of plane-parallel movement of multiple-elements machine-tractor sowing unit in structure of tractor of classical arrangement HTZ-16131 and soil-cultivating unit APP-6 was made. Dynamic model had one degree of freedom. The event was considered of movement of assembly unit at which the angle of rotation of steered wheels was set according to sinusoidal (harmonic) law. Angles of rotation, speeds of movement and forces acting on elements of the assembly unit were calculated. The measuring system of dynamics and energetic of mobile machines was developed for holding experimental researches. The system is designed for determination of kinematic, dynamic, capacity and power characteristics of mobile machines and their elements at road, field and benchmark testing. An innovative component of measuring system is the method of determination of slippage of wheels or driving sprockets. It consists in determination of speed of twirl of the wheel by means of gyroscope and accelerometer. Results of experimental researches which have confirmed adequacy of mathematical model of dynamics of the assembly unit are gained. **Conclusions.** Angles of rotation of elements of the assembly unit looked like sinus-wave oscillations. It was established that seeder had low average speed of movement and the greatest range of vacillating. During experimental researches of the assembly unit it was established that it works in satisfactory conditions.

Key words: machine-tractor assembly unit, dynamics, theoretical studies, measuring system, experiment.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk201905-05>

Бібліографія

1. Кюрчев В.М. Поворотність МТА на основі орно-просапного трактора. *Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний науковий збірник. ННЦ «ІМЕСГ».* Глеваха. 2014. Вип. 99. Т. 2. С. 177 – 185.

2. Лебедев А.Т., Калінін Є.І. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі

енергетичного засобу зі здвоєними шинами. *Системи обробки інформації.* 2010. № 2(83). С. 109 – 115.

3. Ярошенко П.М. Математична модель комбінованого посівного агрегату. *Вісник Сумського національного аграрного університету.* Суми. 2008. Вип. 3 (19). С. 62 – 66.

4. Антощенко Р. Теоретические исследования динамической модели колесного

трактора класу 30 кН. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences*. Lublin — Rzeslow. 2013. V. 15. № 7. P. 171 – 176.

5. *Надыкто В.Т.* Основы агрегатирования модульных энергетических средств: монография. Мелитополь: КП «ММД», 2003. 240 с.

6. *Adamchuk V., Petrychenko I., Korenko M. et al.* Study plane-parallel motion movement combined seeding unit. *III International scientific and technical congress agricultural machinery. Proceedings*. Varna. 2015. V. 1. P. 7 – 11.

7. *Павлюк А.С., Поддубный В.И., Валекжанин А.И.* Моделирование движения шарнирно-соединенной колесной машины в Матлаб-Симулинк. *Вестник Алтайского государственного аграрного университета*. 2008. № 8(46). С.66 – 71.

8. *Антощенко Р.В.* Динаміка та енергетика руху багатоелементних машинно-тракторних агрегатів: монографія. Харків: ХНТУСГ, 2017. 244 с.

9. *Антонюк Е.Я., Матиясевич В.М.* К теории движения сочлененного многозвенного автотопезда. *Прикл. механика*. 2002. Т. 38. № 7. С. 138 – 144.

10. *Андреев Ю.М.* Численно-аналитическое решение обратной задачи динамики дискретных систем. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2007. № 2/4 (26). С. 10 – 13.

11. *Пат.* 92889 Україна, МПК В60К 31/00, G05D 3/00. Вимірювальна система динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин. Антощенко Р.В., Антощенко В.М.; заявник Антощенко Р.В., Антощенко В.М. № у 2014 03215; заяв. 31.03.14; опубл. 10.09.14, Бюл. № 17.