

УДК 631.3 - 52

© М.П. Артёмов, д.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

О.В Кот

ТОВ «УПЕК ТРЕЙДІНГ»

ТЯГОВА ДИНАМІКА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ГРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ

У статті проведено аналітичний розрахунок, за результатами експериментальних вимірювань компонент прискорень, впливу на тягову динаміку мобільного сільськогосподарського агрегату від зміни його технічного стану в цілому і окремих деталей і вузлів. Використано аналіз і моделювання парціальних прискорень в процесі виконання агротехнічних операцій з обробки ґрунту.

ТЯГОВА ДИНАМІКА, ПРИСКОРЕННЯ, МОБІЛЬНИЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИЙ АГРЕГАТ, СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

Постановка проблеми. Мікропроцесорні прилади на сучасному етапі розширили можливості визначення енергетичних показників сільськогосподарських агрегатів, дають можливість їх контролювати при виконанні ними технологічних операцій та контролю динамічних процесів, що відбуваються в механічній системі «трактор – сільськогосподарська машина». Для цього можливо переглянути існуючі розрахунково-експериментальні методи проведення тягових випробувань. Особливу увагу необхідно звернути на метод [1] який ґрунтується на використанні експериментально виміряних парціальних прискорень і є еквівалентною заміною існуючих методів проведення динамічних випробувань мобільних сільськогосподарських агрегатів (МСА) та одиничних тракторів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для вирішення завдань експериментального визначення тягових показників тракторів і сільськогосподарських агрегатів присвячено багато досліджень як вітчизняних так і закордонних авторів. Більшість із зазначених методів базується на використанні тензометричних ланок, що встановлюються на зчипці сільськогосподарського агрегату [2].

Експериментальні дослідження динамічних якостей мобільних машин ґрунтуються на вимірюванні параметрів руху різними інерційними чутливими елементами і системами в реальних умовах

руху. Запропонований авторами робіт [1, 3] метод парціальних прискорень дозволяє визначати тягові показники мобільних сільськогосподарських агрегатів з використанням трьохкомпонентних датчиків лінійних прискорень. Але у цьому випадку випробування необхідно проводити на конкретному агрофоні з навішуванням конкретного сільськогосподарського знаряддя.

При прямолінійно-поступальному русі усі точки мобільних машин мають однакові кінематичні параметри.

Через використання в сільському господарстві України потужних тракторів закордонних фірм виникла необхідність вирішення цих завдань [4], що є особливо актуальним для ринкових відносин. Прагнення підвищити універсальність тракторів для роботи зі шлейфом сільгоспмашин призначених для сусідніх тягових класів пов'язане з гострою необхідністю оцінки їх тягово-енергетичних параметрів при випробуваннях і в експлуатації.

Мета дослідження. В процесі виконання агротехнічних операцій при постійній зміні зовнішніх навантажень, керування ґрунтообробним агрегатом для забезпечення його динамічної і функціональної стабільності, ефективного використання, є однією з проблем їх експлуатації.

Основною метою дослідження є підвищення точності визначення параметрів тягової динаміки без втручання в конструкцію мобільного сільськогосподарського агрегату.

Для досягнення поставленої мети необхідно використовувати сучасні прилади і нові розроблені методи.

Результати дослідження. Рух і робота агрегату відбуваються в результаті взаємодії різних сил. Як відомо, згідно основних законів механіки, рух відбувається під дією зовнішніх сил, тому що внутрішні сили, що діють на агрегат, взаємно врівноважуються і не можуть викликати його переміщення. Рух агрегату можливий при наявності дотичної сили T тяги трактора і сил опору руху.

Механічні системи функціонують у відповідності до законів механіки і тому в теоретичних дослідженнях необхідно використовувати закони і принципи механіки [5].

Дослідники під час проведення динамічних і кваліметричних випробувань мобільних машин стикаються з цілою низкою проблем, що обумовлені недосконалістю існуючих методів проведення цих випробувань. Особливі труднощі при проведенні випробувань сільськогосподарської техніки виникають з вимірюваннями таких параметрів, як потужність двигуна, тягове зусилля, тяговий ККД, швидкість руху і зусилля на кривоку. Також певний інтерес в процесі

руху ґрунтообробних агрегатів викликають лінійна та кутова швидкості, сили опору та ін.

Дослідження і вивчення динаміки МСА є предметом особливої уваги багатьох дослідників.

Для визначення силових характеристик МСА пропонується використовувати метод парціальних прискорень, розроблений з метою спрощення проведення експериментальних випробувань і розрахунку динамічних показників агрегату [1]. При проведенні динамічних випробувань скористаємось ґрунтообробним агрегатом МТЗ-80+КПС-4 і проводити контроль параметрів будемо за допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу, який обладнано трьохкомпонентними датчиками-акселерометра-ми. Щоб забезпечити якісний процес контролю динаміки агрегату необхідно встановити таку кількість датчиків, яка дасть змогу контролювати усі напрямки осей ступенів вільності мобільного агрегату. Для визначення тягової динаміки використаємо математичну модель [6].

Після підстановки у рівняння статичних і кінематичних параметрів агрегату отримаємо наступну нелінійну систему звичайних диференціальних рівнянь, які описують процес руху МСА:

$$\left\{ \begin{aligned} m\ddot{\xi} - m_1 b_1 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - m_1 b_1 \sin \psi_1 \ddot{\psi}_1 - m_2 b_2 \cos \psi_2 \dot{\psi}_2^2 - m_2 b_2 \sin \psi_2 \ddot{\psi}_2 &= \\ = (T_{II} + T_{II} - W_{II} - W_{II}) \cos \psi_1 - R_x \cos \psi_2 + R_y \sin \psi_2; \\ m\dot{\eta} - m_1 b_1 \sin \psi_1 \dot{\psi}_1^2 + m_1 b_1 \cos \psi_1 \ddot{\psi}_1 - m_2 b_2 \sin \psi_2 \dot{\psi}_2^2 + \\ + m_2 b_2 \cos \psi_2 \ddot{\psi}_2 &= (T_{II} + T_{II} - W_{II} - W_{II}) \sin \psi_1 - R_x \sin \psi_2 - R_y \cos \psi_2; \\ -m_1 \ddot{\xi} b_1 \sin \psi_1 + \dot{\eta} b_1 m_1 \cos \psi_1 - \dot{\xi} b_1 m_1 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1 - \dot{\eta} b_1 m_1 \sin \psi_1 \dot{\psi}_1 + \\ + 2J_1 \ddot{\psi}_1 + C(\psi_1 - \psi_2) &= (T_{II} + T_{II} - W_{II} - W_{II}) \frac{B_T}{2}; \\ -m_2 \ddot{\xi} b_2 \sin \psi_2 + \dot{\eta} b_2 m_2 \cos \psi_2 - \dot{\xi} b_2 m_2 \cos \psi_2 \dot{\psi}_2 - \dot{\eta} b_2 m_2 \sin \psi_2 \dot{\psi}_2 + \\ + 2J_2 \ddot{\psi}_2 - C(\psi_1 - \psi_2) &= R_y l \cos \psi_2 - R_x l \sin \psi_2. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Припустимо, що відомі прискорення в двох контрольних точках M_1 і M_2 трактора є функціями часу на інтервалі $(0, t_0)$. Такі вхідні дані можуть бути отримані в результаті експериментальних вимірювань. Координати точок M_1 и M_2 також вважаються відомими щодо системи координат $(\bar{x} \ \bar{y})$, жорстко пов'язаної з рухомим МСА. Позначимо компоненти прискорень в цих точках наступним чином: точка $M_1 - a_{x1}, a_{y1}$, точка $M_2 - a_{x2}, a_{y2}$. Ці компоненти вимірюються відносно нерухомої системи координат, в

якій розглядається рух МСА. Потрібно з цими вхідними даними за допомогою системи рівнянь (1), що моделює рух МСА, визначити силові характеристики T , як функції часу.

Тоді завдання полягає у визначенні зв'язку між вимірними компонентами прискорень $\vec{a}_1 = a_{x1}\vec{e}_x + a_{y1}\vec{e}_y$, $\vec{a}_2 = a_{x2}\vec{e}_x + a_{y2}\vec{e}_y$, і узагальненими координатами

$$q_1(t) = \xi(t), q_2(t) = \eta(t), q_3(t) = \psi_1(t), q_4(t) = \psi_2(t).$$

У цьому випадку рішення системи рівнянь (1) дозволяє визначити зміни переміщень $\xi = \xi(t)$, $\eta = \eta(t)$, $\psi_1 = \psi_1(t)$, $\psi_2 = \psi_2(t)$ у часі та посилаючись на це надати оцінку динамічним параметрам обраного ґрунтообробного агрегату.

Система рівнянь (1) є суттєво нелінійною та у цьому випадку можливе тільки числове її рішення за допомогою комп'ютера. У конкретному випадку система рівнянь (1) була вирішена відносно другої похідної узагальнених координат $\ddot{\xi}$, $\ddot{\eta}$, $\ddot{\psi}_1$, $\ddot{\psi}_2$ та перетворена у систему диференціальних рівнянь першого порядку. Для вирішення складеної системи рівнянь скористаємось методом Рунге-Кутта з автоматичним вибором кроку розрахунку.

Наступним завданням стає визначення тягових зусиль на ведучих колесах трактора і сил опору руху. Після аналізу системи рівнянь (1) бачимо, що ці величини входять до правої частини та мають змогу суттєво впливати на функції $\xi(t)$, $\eta(t)$, $\psi_1(t)$, $\psi_2(t)$.

На початку застосування метода парціальних прикорень необхідно провести лінеаризацію системи рівнянь (1). У відповідності до проведених припущень [6], будемо вважати, що сили тяги на ведучих колесах трактора рівні між собою та сили опору коченню коліс теж рівні. Після проведеної лінеаризації початкова система рівнянь (1) прийме вигляд

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} = T - W_1 - W_2 - R_X + R_Y\psi_2; \\ m\ddot{\eta} + m_1b_1\ddot{\psi}_1 + m_2b_2\ddot{\psi}_2 = (T - W_1 - W_2)\psi_1 - R_X\psi_2 - R_Y; \\ m_1b_1\ddot{\eta} + 2J_1\ddot{\psi}_1 + C(\psi_1 - \psi_2) = 0; \\ m_2b_2\ddot{\eta} + 2J_2\ddot{\psi}_2 - C(\psi_1 - \psi_2) = R_Yl - R_Xl\psi_2, \end{cases} \quad (2)$$

де $T_{II} = T_{II} = 0,5T$, $W_{II1} = W_{II1} = W_1$, $W_{II2} = W_{II2} = W_2$.

Проведемо перетворення системи рівнянь (2), скориставшись методом Гауса виразимо з двох останніх рівнянь $\ddot{\psi}_1$ і $\ddot{\psi}_2$ через $\ddot{\eta}$.

Вдосконалення методів аналізу динамічних характеристик мобільних машин спонукає на вирішення задач, які дадуть змогу ефективніше проводити дослідження, показати ефективність застосування вказаного метода на прикладі експериментальної оцінки тягових і енергетичних властивостей мобільних машин.

Після проведених перетворень отримаємо систему рівнянь яка має стандартний вигляд для застосування метода парціальних прискорень.

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} = T - W_1 - W_2 - R(1 - \alpha\psi_2); \\ m\ddot{\eta} = C(\psi_1 - \psi_2) \left(\frac{l}{b_1} - \frac{l}{b_2} \right) + R \left[\psi_2 \left(\frac{l}{b_2} - 2 \right) - \alpha \left(\frac{l}{b_2} + 2 \right) \right] + 2(T - W_1 - W_2)\psi_1; \\ \ddot{\psi}_1 = -\frac{C}{2b_1m}(\psi_1 - \psi_2) \left[\frac{l}{b_1} \left(\frac{m_2}{m_1} + 2 \right) - \frac{l}{b_2} \right] - \frac{R}{2b_1m} \left[\psi_2 \left(\frac{l}{b_2} - 2 \right) - \alpha \left(\frac{l}{b_2} + 2 \right) \right] - \frac{T - W_1 - W_2}{b_1m} \psi_1. \end{cases} \quad (3)$$

Наступним кроком буде визначення величин $\ddot{\xi}$, $\ddot{\eta}$.

$$\ddot{\xi} = a_{x1} + \frac{r_1}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2} \left[\Delta a_x (r_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - r_1) - \Delta a_y r_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) \right]; \quad (4)$$

$$\ddot{\eta} = a_{y1} + \frac{r_1}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2} \left[\Delta a_x r_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + \Delta a_y (r_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - r_1) \right]. \quad (5)$$

Вирази (4), (5) встановлюють зв'язок між вимірними компонентами прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$ у двох контрольних точках. Після підстановки і перетворень вирази (4), (5) запишемо у вигляді

$$\ddot{\xi} = a_{x1} + D_1 \Delta a_x - D_2 \Delta a_y; \quad (6)$$

$$\ddot{\eta} = a_{y1} + D_2 \Delta a_x + D_1 \Delta a_y, \quad (7)$$

$$\text{де } D_1 = \frac{\bar{x}_1 \bar{x}_2 + \bar{y}_1 \bar{y}_2 - \bar{x}_1^2 - \bar{y}_1^2}{(\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 - \bar{y}_2)^2}, \quad D_2 = \frac{\bar{y}_1 \bar{x}_2 - \bar{x}_1 \bar{y}_2}{(\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 - \bar{y}_2)^2}.$$

Аналіз системи рівнянь (3) підтверджує те, що величина $\ddot{\xi}$ є компонентою вектора прискорень МСА у поздовжньому напрямку (ось OX), а m - загальна маса обраного агрегату. У цьому випадку можливо записати

$$\ddot{\xi} = \frac{T}{m} - \frac{W}{m} - \frac{R(1 - \alpha\psi_2)}{m}. \quad (8)$$

Для цього рівняння $\ddot{\xi}_T = T/m$ - є парціальним прискоренням, що виникає в процесі розгону МСА при відсутності будь яких сил окрім сили тяги T , інші складові цього рівняння представляють парціальні прискорення від дії сил опору перекочуванню і сил опору знаряддя, відповідно.

За результатами проведених вимірювань (рис.1) робимо висновок про те, що у випадку виходу з ладу форсунки двигуна збільшення прискорення відбувається повільніше і за величиною на 27% менше.

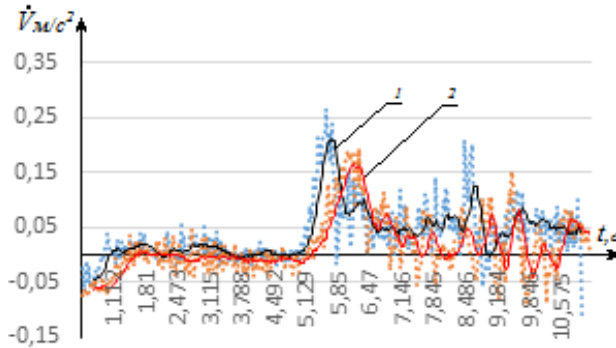


Рис. 1 – Експериментально виміряні прискорення МСА: 1 – технічно справний двигун; 2 – вийшла з ладу форсунка

Скориставшись системою рівнянь (3) проведемо розрахунок сили тяги трактора при виконанні технологічної операції.

$$\begin{aligned}
 T = & (m_1 + m_2)a_{x1} + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}a_{y1} + \\
 & + \Delta a_x \cdot \left[(m_1 + m_2)D_1 + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}D_2 \right] + \\
 & + \Delta a_y \cdot \left[-\frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2)(D_1 - b_1D_3) + \rho_2^2m_2D_1}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)} - (m_1 + m_2)D_2 \right] + \\
 & + (\psi_1 - \psi_2) \frac{b_2D}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}. \tag{9}
 \end{aligned}$$

За допомогою отриманої формули (9), була розрахована сила тяги трактора T_{p1} в номінальному режимі роботи двигуна і проведено порівняння із даними сили тяги T_{p2} , отриманими у випадку

несправності як функцій часу та наведені на рис.2. На наведеному рисунку зображено розраховані T_p , за запропонованим методом моделювання парціальних прискорень. Побудовані графіки підтверджують теоретично обґрунтовані коливання сили тяги трактора через коливання сил опору упродовж експерименту. Аналіз проведених розрахунків і побудованих за їх результатами графіків довів можливість ефективного контролю силових характеристик трактора у складі МСА при несталому режимі роботи. Вихід з ладу форсунки зменшив силу тяги трактора при випробуваннях на 11%.

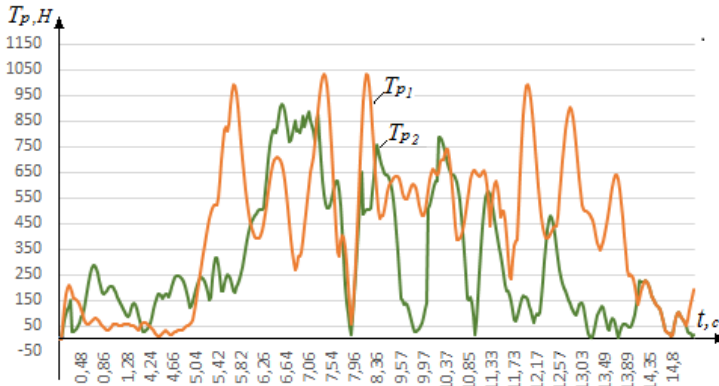


Рис. 2 – Порівняння розрахованої сили тяги: T_{p1} – справний двигун МСА і T_{p2} – несправна форсунка

Результати моделювання парціальних прискорень при розрахунку сили тяги у випадках коли двигун працює у номінальному режимі і справний T_{p1} та випадок роботи двигуна з непрацюючою форсункою T_{p2} показали, що апроксимовані результати підтверджують зниження сили тяги (рис.2). Результати розрахунків пройшли фільтрацію за допомогою фільтра Баттерворта, який визнано одним з найефективніших. Для фільтрації результатів було обрано частоту зрізу 0,2, а порядок фільтру 12. Також отримані результати дозволяють запропонувати швидкість збільшення сили тяги у якості показника динамічності. Визначені в процесі вимірювань параметри можуть бути також діагностичними, якщо відслідкувати динаміку їх зміни в процесі довгострокового напрацювання. Отже застосування вказаного метода, дозволяє спростити і прискорити проведення поетапних досліджень агрегатів, а також – здійснювати діагностику їх технічного стану.

Висновки. Використовуючи можливості апарату математичного моделювання та відомі методи розрахунків було

доведено, що на основі експериментально виміряних компонент прискорень, отриманих за допомогою розробленого контрольно-вимірювального комплексу, можливо аналітично визначити сили і реакції, які впливають на динаміку і функціональну стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів при виконанні технологічних операцій

Розроблено алгоритм, за допомогою якого аналітично визначаються силові характеристики агрегату, що допомагає надати рекомендації з оптимізації комплектування та підвищення ефективності експлуатації МСА.

Отримані результати для перехідного процесу роботи агрегату можуть бути використані при моделюванні навантажень ґрунтообробних агрегатів різного призначення. Визначені в процесі розрахунків параметри можливо використовувати для діагностування, якщо відслідкувати динаміку їх зміни при довгостроковому напруженні.

Література

1. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробко А.И., Задорожная В.В.] Под ред. М.А. Подригало – Харьков: Миськдрук, 2012. – 220 с.

2. Лихачев В.С. Испытания тракторов / В.С. Лихачев – М.: Машиностроение, 1974. – 286 с.

3. Определение необходимого числа акселерометров и места их установки при динамических испытаниях мобильных машин / [М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.М. Клец, А.И. Коробко] // Технические науки: Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – Симферополь, 2012, – Вып.36 – С. 20 – 26.

4. Лебедев А.Т., Артёмов М.П. Обґрунтування ефективності використання ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів моделюванням парціальних прискорень / А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук.пр. / ДНУ УкрНДІПВТ ім.Л.Погорілого – Дослідницьке, 2013. – Вип. 17(31),кн..2. – С.280 – 293.

5. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем(машин и машинных систем) / П.М. Василенко, В.П. Василенко. – К.:Колос, 1980. – 135с.

6. Артьомов М.П. Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / М.П. Артьомов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2012. Випуск 11 т.1(65) – С.34 – 40.

Рецензент д.т.н., проф. М.А. Подригало