

ДИНАМІКА ГРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТУ МОДЕЛЮВАННЯМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ В НЕУСТАЛЕНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ

А. Лебедев, д. т. н., М. Артьомов, д. т. н.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. П. Василенка*

Постановка проблеми. Виконання мобільним сільськогосподарським агрегатом (МСА) технологічних операцій пов'язане з витратами енергії, яка безпосередньо витрачається на виконання технологічної операції та на динамічні процеси, що виникають у системі «трактор – сільськогосподарське знаряддя». Стандартний підхід тягово-енергетичної оцінки МСА (сила тяги, сила опору, тягова потужність) за статичною тяговою характеристикою, в основі якої лежить динамометрування та тензометрування тягових зусиль і крутних моментів, відзначається високою трудомісткістю, а для деяких сільгоспагрегатів його застосування досить складне.

Тягові властивості тракторів мають вирішальне значення в процесі комплектування й використання МСА в господарствах, які займаються рослинництвом. У МСА змінність зовнішніх факторів при взаємодії робочих органів машин з оброблюваним середовищем (грунтом, рослинами) і рушіїв з поверхнею поля визначає складний характер руху окремих точок, що характеризує значною мірою якість багатьох операцій з обробітку ґрунту (оранка, міжрядна культивування тощо).

Виробничники ставлять перед агротехнічною наукою завдання розробити універсальний метод і технічні засоби оцінки тягово-енергетичних властивостей сільськогосподарських агрегатів під час виконання технологічних процесів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Від технічного стану енергетичного засобу, сільськогосподарського знаряддя та зовнішніх збурювальних чинників відбувається зміна динамічних навантажень. Наукові основи досліджень і випробувань сільськогосподарської техніки були закладені В.П. Горячкіним. У своїх працях із землеробської механіки він звертав увагу на ймовірнісний випадковий характер показників роботи сільськогосподарських агрегатів через змінність зовнішніх впливів [1]. Особливості змінного усталеного навантаження сільськогосподарських агрегатів вивчали П.М. Василенко, А.Б. Лур'є, В.Я. Анілович, Л.В. Погорілий, Г.М. Кутьков, В.Т. Надикто, А.Т. Лебедев та інші вчені [1–5].

Постановка завдання. Для збільшення продуктивності, зменшення енерговитрат на виробництво сільськогосподарської продукції та зниження її собівартості необхідно провести розрахунки щодо ефективного використання МСА на виконанні агротехнологічних операцій та подолання опору сільськогосподарського ґрунтообробного знаряддя.

Виклад основного матеріалу. Для досягнення поставленої мети необхідно розглянути тягові можливості, потужність двигуна (активна потужність), з одного боку, а з другого – потужність, що визначається зчипними властивостями трактора (реактивна потужність). Основними показниками трактора, що визначають його енергетичну ефективність при агрегуванні із сільськогосподарськими машинами, слугує номінальна потужність двигуна N_e^H , яка забезпечує рушійну силу P_T , і експлуатаційна маса m_T .

Мобільний сільськогосподарський агрегат 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_{az} поступального руху агрегату, що характеризується рівнянням [6]:

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

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.

Для подальшого визначення динамічних показників необхідно навести рівняння балансу потужності агрегату з урахуванням більшості втрат енергії в процесі виконання агротехнічних операцій:

$$N_{II}^D = N_e^H - N_n - N_s - N_f \pm N_a. \quad (2)$$

Спробуємо визначити ефективність агрегування трактора New Holland T 8. 390 з експериментальним дисковим лушильником ДЛМ-8,0 виробництва Лозівського ковальсько-механічного заводу, шириною захвату 8,0 м, на лущенні стерні озимої пшениці (рис. 1).



Рис. 1. Загальний вигляд ґрунтообробного агрегату New Holland T 8. 390+ ДЛМ-8,0.

Трактор New Holland T 8. 390, на базі якого було складено ґрунтообробний агрегат, мав технічні характеристики, які наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Технічні характеристики трактора New Holland T 8. 390

Основні технічні характеристики	New Holland T 8. 390
Максимальна потужність, N_e^H , кВт(л.с.)	286(389)
Питома витрата палива g_e^H	215 г/кВт·год
Номинальна частота обертів двигуна, об./хв	2000
Максимальний крутний момент, Нм	1500
Запас крутного моменту	67%
Тип рушіїв (колісна формула)	4К4
ККД трансмісії η_M	0,86
Агрофон	Стерня колосових
Допустиме буксування δ_d , %	16
Коефіцієнт зчеплення з ґрунтом ϕ	0,8
Коефіцієнт опору коченню трактора f	0,09
Експлуатаційна вага G , кг(Н)	18000(176580)
Ухил поля i , %	3
Діапазон робочих швидкостей руху V , км/год	12 – 20

Через постійне використання гербіцидів метою стерньового обробітку ґрунту останнім часом стала не боротьба з бур'янами, а загортання падалиці й великої кількості пожнивних решток. За мінімальних технологій ґрунтообробки на полі залишається багато неподрібненої і нерівномірно розкиданої соломи. Традиційні культиватори не можуть упоратись із такою кількістю органічної маси на полях, полеглими зерновими, стернею грубостеблових культур, сидератами.

За таких умов доцільно використовувати нову розробку Лозівського ковальсько-механічного заводу – дисковий лушительник ДЛМ-8,0. Він забезпечує інтенсивне перемішування ґрунту і рослинної маси, особливо і разі роботи на глибину до 10 см.

Конструкція і розташування робочих органів забезпечують якісний передпосівний обробіток, що у свою чергу дозволяє значно розширити межі використання нової моделі дискового лушительника в сільськогосподарському виробництві, підвищити річне навантаження й економічну ефективність застосування. Характеристики ДЛМ-8,0 наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Технічні характеристики дискового лушильника ДЛМ-8,0

Основні технічні характеристики	ДЛМ-8,0
Кількість дисків	66
Діаметр дисків, мм	560
Запобіжник від перевантажень	3D-захист
Відстань між дисками в плані, мм	125
Конструктивна ширина захвату, м	8,25
Робоча швидкість руху, км/год	12 – 20
Продуктивність агрегату, га/год	до 16
Необхідна потужність трактора, к.с.	250 – 300
Глибина обробітку, см	3 – 14
Агрегатування з трактором	причіпний
Загальна маса, кг(Н)	6615(64894)
Витрати палива, л/га	4

Проведемо визначення тягово-енергетичних показників обраного ґрунтообробного агрегату New Holland T 8. 390+ ДЛМ-8,0 за відомими статичними даними.

Розрахуємо потужність двигуна, яку можливо реалізувати під час виконання технологічної операції, з урахуванням табл. 1:

$$N_{II}^H = N_e^H \eta_M \left(1 - \frac{\delta}{100}\right) - \frac{GV \left(f \pm \frac{i}{100}\right)}{3,6} = 140,69 \dots 93,84 \text{ кВт.} \quad (3)$$

Проведемо розрахунок тягової потужності трактора, зумовленої його зчіпними властивостями (стерньове поле для колісних тракторів $\varphi=0,8$):

$$N_{kp}^\phi = \frac{GV \left[\lambda\varphi - \left(f \pm \frac{i}{100}\right)\right]}{3,6} - N_e^H \eta_M \frac{\delta}{100} = 194,25 \dots 299,7 \text{ кВт.} \quad (4)$$

Швидкість трактора, за якою можливо досягти максимальної тягової потужності в цих умовах, розрахуємо за формулою

$$V_{N_{kp}^{\max}} = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{G\lambda\varphi} = 6,27 \text{ км/год.} \quad (5)$$

Максимально можливу тягову потужність, яку реалізує трактор в агрегаті в заданих умовах, визначимо за формулою

$$N_{kp}^{\max} = N_e^H \eta_M \left(1 - \frac{\delta}{100} - \frac{f + \frac{i}{100}}{\lambda \phi} \right) = 169,71 \text{ кВт.} \quad (6)$$

Визначимо ККД трактора для роботи на стерньовому полі:

$$\eta_T^{\max} = \frac{N_{kp}^{\max}}{N_e^H} = 0,59. \quad (7)$$

Для подальшого прорахунку визначимо питому потужність, необхідну для роботи агрегату:

$$N_{y\partial} = \frac{V_{N_{kp}^{\max}}}{3,6} \left(k_M + q_M \frac{i}{100} \right) = 12,63 \text{ кВт,} \quad (8)$$

де k_M – питомий тяговий опір с.-г. машини, кН/м;

q_M – вага машини, що припадає на одиницю її ширини захвату, кН/м.

За отриманими даними визначимо оптимальну ширину захвату для трактора New Holland T 8. 390:

$$B_{opt} = \frac{N_{kp}^{\max}}{N_{y\partial}} = 11,6 \text{ м.} \quad (9)$$

Для перевірки оптимального вибору знаряддя визначимо тяговий опір:

$$R_{ar} = b_M k_M + G_M \frac{i}{100} = 58,85 \text{ кН.} \quad (10)$$

Визначаємо необхідну для роботи агрегату тягову потужність:

$$N_{ar} = \frac{R_{ar} (V_{\min} \dots V_{\max})}{3,6} = 196,16 \dots 326,94 \text{ кВт.} \quad (11)$$

Рациональна швидкість для роботи агрегату:

$$V_{pac} = \frac{3,6 N_e^H \eta_M \left(1 - \frac{\delta}{100} \right)}{R_{ar} + G \left(f + \frac{i}{100} \right)} = 10,32 \text{ км/год.} \quad (12)$$

Необхідну потужність для роботи агрегату N_{ar} із швидкістю V_{pac} визначимо за формулою

$$N_{ar} = \frac{R_{ar} V_{pac}}{3,6} = 168,7 \text{ кВт.} \quad (13)$$

Розрахуємо коефіцієнт використання тягової потужності:

$$\eta_{um} = \frac{N_{ae}}{N_{sp}^{max}} = 0,98. \quad (14)$$

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 МСА чи його робочих органів, взаємодії робочих органів з ґрунтом та багато інших особливостей технологічних процесів за нормального функціонування МСА. Зазначені фактори мають стохастичну природу, і тому силові характеристики важко визначити в аналітичному вигляді. Актуальним завданням є визначення та контроль силових характеристик МСА за відомими (результат експериментальних вимірювань) кінематичними характеристиками (прискорення) (рис. 2). Такий підхід до вирішення можливо назвати модифікованою першою задачею динаміки.

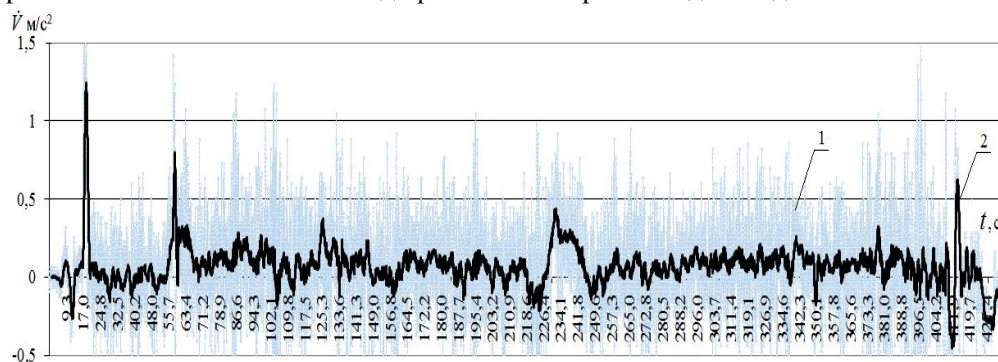


Рис. 2. Графік зміни прискорення ґрунтообробного агрегату New Holland T 8.390+ ДЛМ-8,0: 1 – масив даних динаміки прискорень; 2 – відфільтрований сигнал.

Під час розв’язання цієї задачі пропонується використовувати підхід, розроблений у [7], відомий під назвою «метод парціальних прискорень».

Система рівнянь компонент парціальних прискорень може бути записана, лінеаризована і представлена у такому вигляді:

$$\begin{aligned} \Delta a_x &= -\Delta_2 \ddot{\psi}_1 + \Delta_1 \psi_1^2, \\ \Delta a_y &= -\Delta_1 \ddot{\psi}_1 - \Delta_2 \psi_1^2, \end{aligned} \quad (15)$$

для використання у розв’язанні системи рівнянь введені позначення:

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

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

Під час складання системи рівнянь (15) припускалось, що $\sin \psi_1 \approx \psi_1$, $\cos \psi_1 \approx 1$. Початкове вирішення зазначеної проблеми розглянуто під час

дослідження МСА як двомасової моделі (трактор і сільськогосподарське ґрунтообробне знаряддя) динамічної системи з чотирма степенями вільності [8].

Для вирішення поставленої задачі скористаємось динамічною моделлю, яка була розглянута в роботі [8], і визначимо сили, що діють на знаряддя й забезпечують рух агрегату,

$$\begin{aligned}
 T = & (m_1 + m_2)a_{x1} + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}a_{y1} + \\
 & + \Delta a_x \left[(m_1 + m_2)D_1 + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}D_2 \right] + \\
 & + \Delta a_y \left[-\frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2)(D_1 - b_1D_3) + \rho_2^2 m_2 D_1}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)} - (m_1 + m_2)D_2 \right] + \\
 & + (\psi_1 - \psi_2) \frac{b_2 D}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}
 \end{aligned} \tag{16}$$

та сили опору сільськогосподарського знаряддя

$$\begin{aligned}
 R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = |R_x| \sqrt{1 + \gamma^2} = \frac{\sqrt{1 + \gamma^2(b_2^2 + \rho_2^2)}}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)} \left| (\psi_1 - \psi_2) \frac{Db_2}{b_2^2 + \rho_2^2} + \right. \\
 \left. + a_{y1} \left(m_1 + \frac{\rho_2^2}{b_2^2 + \rho_2^2} m_2 \right) + \Delta a_x \left(m_1(D_2 - b_1D_3) + m_2 \frac{\rho_2^2 D_2}{b_2^2 + \rho_2^2} \right) + \right. \\
 \left. + \Delta a_y (m_1(D_1 - b_1D_4) + m_2D_1) \right|,
 \end{aligned} \tag{17}$$

де γ – коефіцієнт пропорційності, що враховує кінематичні параметри;

R_x і R_y – складові сили опору сільськогосподарського знаряддя.

За допомогою отриманих формул (16), (17) були розраховані сили тяги трактора і сили опору сільськогосподарського знаряддя як функції часу і наведені на рис. 3. На рис. 3 зображено розраховані за статичними даними T_a^{cm} , R_{ag}^{cm} та розраховані T_a^∂ , R_{ag}^∂ за запропонованим методом моделювання парціальних прискорень. Побудовані графіки підтверджують теоретично обґрунтовані попередніми дослідниками коливання сили опору ґрунтообробного знаряддя на всій довжині гону. Амплітуда коливання R_{ag}^∂ є в межах від 32 кН до 76 кН, при тому, що розрахована за статичними даними дорівнює 58,85 кН. Динаміка сили тяги необхідна на виконання технологічної операції T_a^∂ , змінюється від 35 кН до 97 кН, що менше розрахованої за статичними даними $T_a^{cm} = 99,4$ кН.

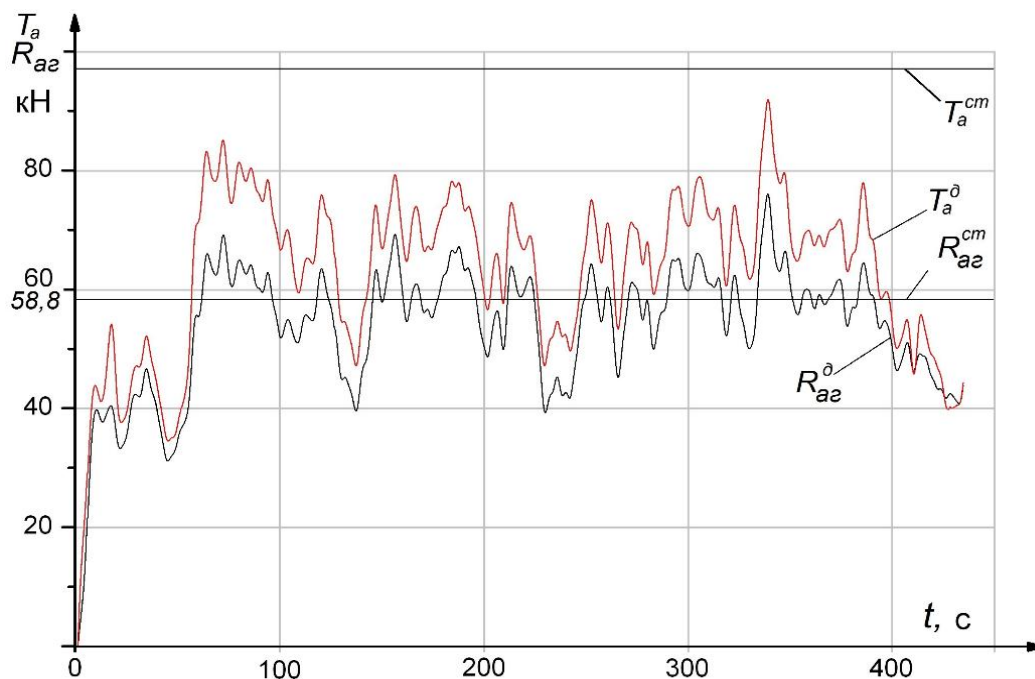


Рис. 3. Динаміка сили тяги трактора і сили опору знаряддя ґрунтообробного агрегату New Holland T 8.390+ ДЛМ-8,0.

Аналіз проведених розрахунків і побудованих за їх результатами графіків довів можливість ефективного контролю потужності, силових характеристик трактора і сільськогосподарської машини у складі МСА при несталому режимі роботи. Визначено, що в разі роботи трактора із силою тяги в межах $T_a^{\partial} = 55 \dots 82$ кН для дискування це є оптимальний варіант роботи скомплектованого агрегату, а при зменшенні цього показника нижче $T_a^{\partial} \leq 55$ кН відбувається втрата працездатності ґрунтообробного агрегату. Із розрахованим запасом сили тяги, що перевищує силу опору знаряддя, ґрунтообробний агрегат працює без перевантаження.

Висновки. Виходячи із зазначеного, отримані залежності є ефективним інструментом для розв'язання модифікованої першої задачі динаміки – визначення силових характеристик у процесі плоскопаралельного руху мобільного сільськогосподарського агрегату за результатами експериментально виміряних компонент прискорень.

Розроблено алгоритм, за допомогою якого аналітично визначаються силові характеристики агрегату, що допоможе надати рекомендації з оптимізації комплектування МСА.

Бібліографічний список

1. Горячкин В. П. Теория массы и скоростей сельскохозяйственных прицепов / В. П. Горячкин. – М. : Энергия, 1974. – 240 с.

2. Василенко П. М. Введение в земледельческую механику / П. М. Василенко. – К. : Сільгоспосвіта, 1996. – 251 с.
3. Погорілий Л. В. Мобільна сільськогосподарська енергетика: історія, тенденції розвитку, прогноз / Л. В. Погорілий, В. Г. Євтенко. – К. : Фенікс, 2005. – 184 с.
4. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом / Г. М. Кутьков, Е. В. Габай, В. И. Калиновский, И. И. Кандрусов, В. Т. Надыкто // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1990. – № 3. – С. 21 – 23.
5. Лебедев А. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання / А. Лебедев, В. Кравчук, С. Лебедев // Техніка і технології АПК. – 2011. – № 2 (17). – С. 4–8.
6. Коденко М. Н. Автоматизация тракторных агрегатов [Текст] / М. Н. Коденко, А. Т. Лебедев. – М. : Машиностроение, 1969. – 196 с.
7. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало и др.]. – Харьков : Міськдрук, 2012. – 220 с.
8. Артёмов М. П. Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням методу парціальних прискорень / М. П. Артёмов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – Вінниця, 2012. – Вип. 11, т. 1(65). – С. 34 – 40. – (Серія «Технічні науки»).

Лебедев А., Артёмов М. Динаміка ґрунтообробного агрегату моделюванням парціальних прискорень в неусталеному режимі роботи

У статті на основі аналізу закономірностей зміни вхідних впливів на мобільний сільськогосподарський агрегат під час експлуатації отримали розвиток методи аналітичного розрахунку та прогнозування параметрів формування оцінних показників ефективності експлуатації як агрегату в цілому, так і його складових. Запропоновано алгоритм, за допомогою якого визначаються силові характеристики, що дає змогу надати рекомендації з оптимізації комплектування агрегатів.

Ключові слова: мобільний сільськогосподарський агрегат (МСА), прискорення, тягові характеристики, неусталений режим.

Lebedev A., Artiymov M. Dynamics of the soil-cultivating unit modelling partial accelerations in an unsteady operating mode

On the basis of entering influences change laws analysis on the mobile agricultural unit (MAU), while in service, the analytical calculation and operation efficiency indicators formation parameters forecasting had development, as a whole both unit, and its components. The algorithm with which power characteristics are analytically defined that helps to make recommendations about units acquisition optimisation.

Key words: the mobile agricultural unit (MAU), accelerations, traction characteristics, an unsteady mode.

Лебедев А., Артёмов Н. Динамика почвообрабатывающего агрегата моделированием парциальных ускорений в неустановившемся режиме работы

На основе анализа закономерностей изменения входящих воздействий на мобильный сельскохозяйственный агрегат (МСА) в процессе эксплуатации

получили развитие методы аналитического расчета и прогнозирования параметров формирования оценочных показателей эффективности эксплуатации как агрегата в целом, так и его составляющих. Предложен алгоритм, с помощью которого аналитически определяются силовые характеристики, что помогает дать рекомендации по оптимизации комплектования агрегатов.

Ключевые слова: мобильный сельскохозяйственный агрегат (МСА), ускорение, тяговые характеристики, неустановившийся режим.