

Артёмов Микола Прокопович, доктор техн.наук, професор
Державний біотехнологічний університет
artiomovprof@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МОБІЛЬНИХ КОЛІСНИХ АГРЕГАТІВ

Сучасні мобільні колісні сільськогосподарські енергетичні засоби отримали нові функціональні якості. Це пов'язано із збільшенням можливостей їх агрегування, поєднанням декількох технологічних операцій, використанням машин і знаряддя з активними робочими органами, використанням нових компоновальних схем.

Прикладом можуть бути, так звані, інтегральні, або системні трактори: вітчизняні ХТЗ-121, ХТЗ-161, імпортного виробництва - Deutz, John Deere, CASE ІН і високоенергонасичені засоби багатоцільового призначення Steyr-8300.

Динамічні характеристики енергетичних засобів визначають під час роботи у складі мобільних сільськогосподарських агрегатів, в значній мірі характеризують його експлуатаційні, агротехнічні показники, що на сучасному етапі потребує додаткових досліджень.

При проведенні досліджень все більше уваги звертається на необхідність встановлення співвідношень між діючими на мобільний агрегат силами, з одного боку, їх масою, швидкостями і режимами роботи – з іншого [1]. Як з'ясується, всі дослідження проводяться заради того, щоб знайти оптимальне співвідношення між механічними параметрами машин в агрегаті та швидкісними режимами роботи. Динамічні характеристики при різних видах маневрування проявляються через керованість і стійкість руху агрегату.

Не однаково впливає на динамічні показники агрегату та стійкість руху розташування сільськогосподарських машин по відношенню до енергетичного засобу (трактора). Також певним чином на динамічну стабільність роботи мобільного агрегату впливає стан агрегату, розподіл крутних моментів, що підводяться до ведучих коліс та випадковість сил опору робочих органів сільськогосподарських знарядь. Особливий інтерес викликає вплив на ефективність роботи мобільного агрегату використання потужності енергозасобу і крутних моментів під час перехідних процесів.

Рух агрегату, як механічної системи, є визначеним, якщо відомі сили, що на нього впливають і початкові умови руху. Однак між тим, в реальних умовах поряд з основними факторами завжди існують додаткові випадкові збурюючі сили, які виводять систему із стану усталеного руху. Існують два різновиди сталого руху механічних систем (до яких ми відносимо мобільного агрегату). У першому з них початкові збурення упродовж певного часу асимптотично зменшуються до нуля і зникають; у цьому випадку рух мобільного агрегату є асимптотично сталим. У другому випадку збурення, залишаючись малим, повністю не зникає, така сталість визначається, як неасимптотична.

Ми визначили, що динамічні властивості мобільного агрегату інтенсивно проявляються під час перехідних процесів: зміни швидкості руху, зміни сили

опору сільськогосподарського знаряддя, потужності, яку розвиває двигун, і в залежності від цього відбувається зміна ефективності роботи, тобто ККД всього агрегату. Коефіцієнт корисної дії ми можемо використовувати, як кваліметричну характеристику агрегату.

Максимальна потужність двигуна мобільного енергетичного засобу реалізується під час його рушання. В цей час потужність двигуна, що підводиться до коліс витрачається на подолання сили опору кочення, сили опору сільськогосподарського знаряддя, буксування. Надлишок, або запас потужності, що використовується для рушання мобільного агрегату визначає його динамічність

$$N_e = N_T + \sum N_o, \quad (1)$$

де N_T – тягова потужність, яка використовується на подолання опору знарядь, кВт;

$\sum N_o$ - сума втрат потужності на подолання різноманітних опорів, кВт.

Після підстановки значень втрат потужності до (1) отримаємо формулу ефективної потужності енергозасобу при роботі на рівній ділянці поля:

$$N_e = \frac{P_T V_P + P_f V_P + P_{пуш} (V_T - V_P)}{3,6} + N (1 - \eta_{TP}). \quad (2)$$

Використання ефективної потужності на рівній ділянці не викриває динамічні можливості сільськогосподарського колісного агрегату. Тому спробуємо записати ефективну потужність двигуна, що реалізується під час розгону агрегату і може бути визначена як:

$$N_e = \frac{(m_T + m_3)gV_T(f_T + f_3) + (m_T + m_3)gV_T K_{зч} \varphi \frac{S_x}{1 - S_x} + (m_T + m_3)V_T \delta \frac{dV}{dt}}{\eta_{TP}(1 - S_x)} =, \quad (3)$$

$$= \frac{(m_T + m_3)V_T g}{\eta_{TP}(1 - S_x)} \left[(f_T + f_3) + K_{зч} \varphi \frac{S_x}{1 - S_x} + \frac{\delta}{g} \frac{dV}{dt} \right]$$

де m_T - маса трактора, кг;

m_3 - маса сільськогосподарського знаряддя, кг;

V_T - лінійна швидкість трактора, м/с;

f_T - коефіцієнт опору коченню коліс трактора;

f_3 - коефіцієнт опору сільськогосподарського знаряддя;

$K_{зч}$ - коефіцієнт використання зчпної ваги під час рушання, що враховує схему приводу ведучих коліс та ступінь реалізації можливої тягової сили;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс з поверхнею поля;

P_T - сила тяги енергетичного засобу, Н;

S_x - відносне буксування ведучих коліс;

$$S_x = \frac{\omega_k r_\delta - V_T}{\omega_k r_\delta} = 1 - \frac{V_T}{\omega_k r_\delta}, \quad (4)$$

ω_k - кутова швидкість ведучих коліс, c^{-1} ;

η_{TP} - коефіцієнт корисної дії трансмісії

r_δ - динамічний радіус ведучих коліс, м;

δ – коефіцієнт, що враховує маси двигуна і трансмісії, які обертаються;

$$\delta = 1,03 + 0,05 \cdot u_{kn}^2, \quad (5)$$

u_{kn} – передатне число коробки передач.

Коли в енергетичній установці використовується безступінчаста трансмісія, δ є безперервною функцією від u_{kn} , або швидкості V_T руху агрегату.

Лінійне прискорення мобільного агрегату визначається за допомогою наступної залежності за умови якщо коефіцієнт зчеплення $K_{зч} < 1$

$$\frac{dV_T}{dt} = K_{зч} (\varphi + f_T) \cdot g - f_T \cdot g - \frac{f_3 \cdot P_T}{(m_T + m_3)}. \quad (6)$$

З виведеного рівняння робимо висновок, що лінійне прискорення залежить прямопропорційно від сили тяги, яку розвиває агрегат і швидкості з якою виконується агротехнічна операція та оберненопропорційно до збільшення маси мобільного агрегату. Таким чином, прискорення залежить від сили тяги, яку передає двигун на ведучі колеса мобільного енергетичного засобу, а, відповідно, і потужності двигуна.

В якості параметра, що характеризує динамічність і керованість мобільного агрегату можливо використовувати лінійне або кутове прискорення на перехідних режимах руху. Вибір цього параметру обумовлений наступними міркуваннями:

- прискорення характеризує початок перехідного процесу від одного швидкісного режиму руху агрегату до іншого;
- прискорення з'являється в результаті виникнення силового керуючого фактору (сили або моменту).

Між прискоренням і силовим фактором, що забезпечує його появу існує лінійний зв'язок (визначається аксіомою динаміки). В процесі роботи ґрунтообробного мобільного агрегату сили опору зняряддя носять випадковий характер, що призводить до постійної зміни навантаження і коливання швидкості руху тобто до зміни прискорень.

Але, як свідчать експериментальні випробування швидкість агрегату носить коливальний характер, що підтверджує зміну сил опору на величину ΔP_c , яку можна представити залежністю:

$$\Delta P_c(t) = \Delta P_c \sin \mu t, \quad (7)$$

де μ – частота зміни сили опору.

Коливання сили опору ΔP_c відбувається в широких межах і може досягати $(2...3)P_c$ [2]. Використовуючи теорію визначення помилки функції, внаслідок невизначеності аргументу, спираючись на раціональну формулу В.П. Горячкіна для розрахунку опору плуга можливо визначити величину ΔP_c .

$$\Delta P_c = G\Delta f + ab\Delta K + (Ka + \varepsilon aV^2)\Delta b + (Kb + \varepsilon bV^2)\Delta a + abV^2\Delta \varepsilon + 2\varepsilon abV\Delta V, \quad (8)$$

де $\Delta f, \Delta K, \Delta a, \Delta b, \Delta \varepsilon, \Delta V$ - максимальні відхилення від середніх значень відповідно: коефіцієнта пов'язаного з тертям, питомого опору ґрунту, глибини і ширини оранки, швидкісного коефіцієнту і швидкості агрегату. За даними академіка П.М. Заїки [3] наведені величини змінюються у дуже великих межах.

В процесі дослідження лінійних моделей руху мобільних сільськогосподарських агрегатів [2] було встановлено, що їх рух, з деякими обмеженнями, можна представити таким, що складається з двох не пов'язаних рухів: поздовжнього і бокового, при цьому поздовжній рух визначається коливаннями агрегату у поздовжньо-вертикальній площині, а боковий – у горизонтальній площині.

Список літератури

1. Артемов Н.П. Оценка динамики сельскохозяйственного агрегата с помощью метода парциальных ускорений / Н.П. Артемов // Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин и комплексов. Сборник научных трудов – Омск: ГНУ СибАДИ, 2012. – С.10 – 14.
2. Артемов Н.П. Обоснование критериев устойчивости пахотного агрегата на базе шарнирно-сочлененного трактора при различных силах, приложенных к колесам / М. П. Артемов, А. Т. Лебедев // Екологія. Математика. Електроенергетика: Вісник Харківського національного технічного університету (ХПТ). – Харків: ХНТУ (ХПТ), 2007. – Вип. 24. – С. 84 – 90.
3. Заика П.М. Теория сельскохозяйственных машин / П.М. Заика. – Харьков. ОКО, 2001. Т.1, Ч.1 – 444с.