

УДК 338.43:631.3.072:504.05

О.С. Поліщук, М.В. Мельник

## ВПЛИВ ЗДВОЄНИХ КОЛІС УНІВЕРСАЛЬНО - ПРОСАПНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-121 НА ЙОГО ЕКОЛОГО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ В УМОВАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

*Запропонована аналітична залежність, яка дозволяє визначити дотичну силу тяги трактора в залежності від фізико-механічних характеристик ґрунту і ширини контакту коліс з ґрунтом. Визначено вплив приведенного моменту інерції машинно-тракторного агрегату (здвоєних коліс) на коефіцієнт завантаження двигуна, ступінь нерівномірності ведучого моменту і поступального руху трактора.*

Універсально-просапні трактори ХТЗ-121 тягового класу 30 кН, маючи ряд переваг при виконанні польових робіт, в той же час мають порівняно високий питомий тиск на ґрунт, що в свою чергу не дозволяє широко застосовувати їх на ранньовесняних польових роботах. Поряд з цим вони негативно впливають на ґрунт за рахунок його ущільнення і руйнування структури ґрунту, що знижує урожайність сільськогосподарських культур. Виходячи з цього і зробивши аналіз шляхів підвищення тягово-зчіпних якостей колісних тракторів, можна прийти до висновку, що найбільш приємним є встановлення додаткових коліс.

При виконанні різних сільськогосподарських робіт спостерігаються значні коливання гакowego навантаження, що приводить до втрати ефективної потужності двигуна, збільшенню амплітуди коливання частоти обертання колінчастого вала двигуна і буксування трактора та зниження продуктивності машинно-тракторного агрегату.

Розглянемо вплив додаткових коліс на вихідні показники трактора. Для визначення залежності дотичної сили тяги трактора від ширини контакту пневматичного колеса з ґрунтом при коченні його по деформованій поверхні скористуємося рівнянням В.В.Васильєва

$$P_k = \sum_{i=1}^n T_z \quad (1)$$

де  $n$  - кількість ґрунтозачепів ;

$T_z$  - реакція ґрунту, що діє на окремий ґрунтозачеп ;

$P_k$  - дотична сила тяги.

Для визначення дотичної сили тяги одного ґрунтозачепа потрібно знати вид функціональної залежності дотичних напружень від деформації зсуву ґрунту.

В теорії трактора встановлено, що дотична сила тяги, обумовлена одним ґрунтозачепом, змінюється по такому ж закону, що і дотична реакція ґрунту. Таким чином маємо

$$T_z = [(C + g \cdot tg\rho)B_n t_n + 2(C + \varepsilon \cdot g \cdot tg\rho)B_n h_n] t h \frac{S}{k_\tau} \quad (2)$$

де  $B_n$  - ширина ґрунтозачепа,  $t_n$  - шаг ґрунтозачепа,  $\varepsilon$  - коефіцієнт бокового тиску ґрунту,  $h_n$  - висота ґрунтозачепа,  $\rho$  - кут внутрішнього тертя,  $C$  - коефіцієнт зчеплення ґрунту,  $S$  - величина зсуву ґрунтозачепа відносно ґрунту,  $g$  - питомий тиск на ґрунт,  $k_\tau$  - коефіцієнт деформації ґрунту.

Сумуючи дотичні реакції, отримуємо силу тяги, що розвивається одним колесом

$$P_k = \frac{1}{l_n} \int_0^l T_z \cdot dx \quad (3)$$

Підставивши в дану формулу значення  $T_z$  і розв'язавши інтеграл, отримаємо

$$\frac{1}{l_n} [(C + g \cdot tg\rho)B_n t_n + 2(C + \varepsilon \cdot g \cdot tg\rho)B_n h_n] \frac{k_\tau}{\delta} \ln \left| Ch \frac{\delta \cdot L}{k_\tau} \right| \quad (4)$$

Формула (4) дозволяє отримати залежність дотичної сили тяги від фізико-механічних характеристик ґрунту і від довжини і ширини контакту з ґрунтом. Встановлення додаткових коліс дозволяє збільшити дотичну силу тяги до 18%.

Дотична сила тяги в загальному випадку рівна

$$P_K = P_{KP} + P_f \quad (5)$$

де  $P_{KP}$  - тягове зусилля трактора,  $P_f$  - сила опору руху трактора.

Розглянемо, як буде впливати встановлення здвоєних коліс на силу опору руху трактора  $P_f$ .

При коченні еластичного колеса по деформуемій поверхні має місце деформація ґрунту, в результаті чого утворюється колія і деформація шини. Втрати на деформацію шини за даними Кацігіна В.В. складають до 10% від загальних втрат. Таким чином, частина енергії витрачається на деформацію ґрунту.

Із розрахунку видно, що зростання сили опору руху буде відставати від росту дотичної сили тяги трактора. Тоді, збільшення ширини контакту коліс з ґрунтом дасть змогу збільшити тягове зусилля трактора і тяговий к.к.д. трактора.

Великий практичний і теоретичний інтерес має вплив додаткових коліс на вихідні параметри трактора: коефіцієнт завантаження двигуна, ступінь нерівномірності ведучого моменту, поступального руху і буксування трактора.

В умовах експлуатації, завантаження двигуна оцінюється коефіцієнтом завантаження, який визначається по формулі:

$$K_3 = \frac{M_C}{M_{гн}} \quad (6)$$

де  $M_C$  - момент опору машинно-тракторного агрегату, приведений до колінчастого вала двигуна;  $M_{гн}$  - номінальний момент двигуна.

Як відомо, при роботі МТА спостерігаються значні коливання навантаження, що знижує даний коефіцієнт. Академік В.Н.Болтінський відмічав, що для успішного виконання різноманітних операцій, між умовами роботи і приведеним моментом інерції МТА повинно бути співвідношення

$$I_A = \frac{2M_C \delta_K}{\varepsilon_p f \omega_g} \quad (7)$$

де  $\delta_K$  - ступінь нерівномірності моменту опору,  $\varepsilon_p$  - ступінь нечутливості регулятора,

$f$  - частота зміни моменту опору,  $I_A$  - приведений момент інерції агрегату,

$\omega_g$  - частота обертання колінчастого вала двигуна.

Зробивши перетворення з формулами (6) і (7), отримаємо

$$K_3 = \frac{I_A \varepsilon_p f \omega_g}{2M_{гн} \delta_K} \quad (8)$$

З формули (8) видно, що для підвищення коефіцієнта завантаження двигуна необхідно збільшити приведений момент інерції МТА, який академік В.Н.Болтінський пропонував визначати по формулі

$$I_A = I_g + I_{п} + \sum \frac{I_{TP}}{i_{TP}^2} \quad (9)$$

де  $I_g$  - приведений до колінчастого вала момент інерції двигуна,  $I_{п}$  - приведений до колінчастого вала двигуна момент інерції мас МТА, що поступально рухаються,  $I_{TP}$  - момент інерції маси трансмісії, що обертається,  $i_{TP}$  - передавальне число трансмісії.

Встановлення додаткових коліс збільшує приведений момент інерції МТА.

Тоді коефіцієнт завантаження буде рівний :

для трактора з одинарними колесами

$$K_3' = \frac{(I_g + I_{п} + \sum \frac{I_{TP}}{i_{TP}^2}) \varepsilon_p f \omega_g}{2M_{гн} \delta_K} \quad (10)$$

де  $K_3'$  - коефіцієнт завантаження двигуна у трактора, працюючого з одинарними колесами для трактора із здвоєними колесами

$$K_3'' = K_3' + \frac{\sum (I_K + m_K r_K^2) \varepsilon_p f \omega_A}{4 M_{gH} \delta_K i_{TP}^2} \quad (11)$$

де  $K_3''$  - коефіцієнт завантаження двигуна у трактора, працюючого із здвоєними колесами.

Порівнюючи формули (10) і (11) видно, що встановлення додаткових коліс збільшує коефіцієнт завантаження двигуна.

Аналіз літературних джерел показав, що неусталений характер навантаження викликає коливання частоти обертання колінчастого вала двигуна, а тому, і ведучого моменту трактора. Тому виникає необхідність встановити цю залежність  $\omega = f(M_g - M_c)$ .

Положення мас машинно-тракторного агрегату, що рухаються, можна однозначно визначити по положенню колінчастого вала двигуна. Колінчастий вал двигуна має один ступінь свободи і його положення визначається кутом повороту  $\varphi$ . Таким чином, узагальненою координатою для розглядаємої системи мас машинно-тракторного агрегату, що обертаються, є кут повороту колінчастого вала двигуна  $\varphi$ . Диференційне рівняння Лагранжа у нашому випадку має вигляд

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q \quad (12)$$

де  $T$  - кінетична енергія машинно-тракторного агрегату;  $Q$  - узагальнена сила;  $t$  - час;  $\dot{\varphi}$  - узагальнена кутова швидкість.

Задамо куту повороту колінчастого вала  $\varphi$  елементарне прирощення  $\Delta \varphi$ , і отримаємо, що елементарну роботу на даному прирощенні виконує момент  $(M_g - M_c)$

$$\delta A = (M_g - M_c) \delta \varphi \quad (13)$$

Коефіцієнт при прирощенні кута повороту колінчастого вала двигуна у виразі (13), є узагальнена сила. Тому  $Q = M_g - M_c$ .

Кінетична енергія розглядаємого машино - тракторного агрегату рівна

$$T = \frac{1}{2} I_A \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} I_A \cdot \dot{\varphi}^2 \quad (14)$$

Оскільки кінетична енергія машинно-тракторного агрегату не залежить від кута повороту колінчастого вала двигуна, то

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_A \cdot \dot{\varphi}, \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_A \cdot \ddot{\varphi}.$$

Підставляючи знайдені значення  $Q$ ,  $T$ ,  $\frac{\partial T}{\partial \varphi}$ ,  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right)$  у формулу (12), отримаємо

$$I_A \cdot \ddot{\varphi} = M_g - M_c \quad (15)$$

Отримане рівняння Лагранжа (15) являє собою неоднорідне диференційне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами відносно кута повороту колінчастого вала двигуна.

Розв'язавши дане рівняння і зробивши невеликі перетворення, знайдемо амплітуду коливань частоти колінчастого вала двигуна :

для трактора з одинарними колесами

$$\Delta \omega' = \frac{M_{gH} \delta_K}{2f(I_g + I_{II} + \sum \frac{I_{TP}}{i_{TP}^2})} \quad (16)$$

для трактора із здвоєними колесами

$$\Delta \omega'' = \frac{M_{gH} \delta_K}{2f(I_g + I_{II} + \sum \frac{I_{TP}}{i_{TP}^2} + \frac{1}{2} \sum \frac{I_K + m_K r_K^2}{i_{TP}^2})} \quad (17)$$

Використовуючи залежність між ведучим моментом трактора, крутним моментом і частотою обертання двигуна отримаємо рівняння для визначення ступеню нерівномірності ведучого моменту :

для трактора з одинарними колесами

$$\delta'_b = \frac{M_{гН} \delta_K}{\omega_{II} f (I_g + I_{II} + \sum \frac{I_{TP}}{i_{TP}^2})} \quad (18)$$

де  $\delta'_b$  - ступінь нерівномірності ведучого моменту трактора з одинарними колесами.

для трактора із здвоєними колесами

$$\delta''_b = \frac{M_{гН} \delta_K}{\omega_{II} f (I_g + I_{II} + \sum \frac{I_{TP}}{i_{TP}^2} + \frac{1}{2} \sum \frac{I_K + m_K r^2}{i_{TP}^2})} \quad (19)$$

де  $\delta''_b$  - ступінь нерівномірності ведучого моменту трактора із здвоєними колесами.

Аналіз формул (16), (17), (18) і (19) показує, що встановлення здвоєних коліс знижує амплітуду коливань частоти обертання колінчастого вала двигуна і ступінь нерівномірності ведучого моменту трактора.

Зробивши перетворення з формулою, що дозволяє визначити продуктивність машинно-тракторного агрегату, отримаємо :

для трактора з одинарними колесами

$$W' = \frac{0,36 \beta K_3' \eta_f P_{КРН}}{K [1 - K_2 (1 - \eta_f)]} \vartheta_p \tau \quad (20)$$

де  $W'$  - продуктивність МТА з трактором на одинарних колесах,  $\vartheta_p$  - швидкість руху агрегату,  $\tau$  - коефіцієнт використання часу зміни.

для трактора із здвоєними колесами

$$W'' = \frac{0,36 \beta K_3'' \eta_f P_{КРН}}{K [1 - K_3'' (1 - \eta_f)]} \vartheta_p \tau \quad (21)$$

де  $W''$  - продуктивність МТА з трактором на здвоєних колесах.

Аналіз формул (20) і (21) дозволяє зробити висновок, що встановлення додаткових коліс збільшує продуктивність МТА за рахунок можливого збільшення коефіцієнта завантаження двигуна. Крім того, як показують дослідження, робоча швидкість трактора на здвоєних колесах вище, за рахунок зменшення буксування, ніж у трактора з одинарними колесами, що також сприяє збільшенню продуктивності МТА.

### Література:

1. А.Г.Болдарев. Изменение физических свойств и плодородия почв нечерноземья под воздействием ходовых систем. Ж-л "Механизация и электрификация с.- х." №5, 1983.
2. Н.М.Беляев. Мощные и сверхмощные колесные тракторы за рубежом. Ж-л "Тракторы и сельхоз-машини". №5, 1986.
3. В.В.Кацыгин, А.Н.Орда. ЦНИИМЭСХ. Н.И.Афанасьев, И.И.Подобедов. БелНИИРА. Взаимодействие ходовых систем тракторов с почвой. Ж-л "Механизация и электрификация с.- х." №5, 1983.
4. П.С.Короткевич, Г.В.Гаврилюк, В.С.Гапоненко. УСХА. Л.Н.Кутин. НПО НАТИ. Воздействие ходовых систем на плотность сложения почвы. Ж-л "Механизация и электрификация с.- х." №9, 1987

ПОЛІЩУК. Олександр Степанович - асистент кафедри машиновикористання ДААУ.

МЕЛЬНИК Микола Васильович - доцент, викладач кафедри машиновикористання ДААУ.