

УДК 629.1.01

Є.І. Калінін¹, М.Л. Шуляк¹, В.П. Мальцев²¹ Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Харків² Інститут радіофізики і електроніки імені А.Я. Усикова НАН України, Харків

ВПЛИВ НЕСТАЦІОНАРНОСТІ ГАКОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА БУКСУВАННЯ РУШІЇВ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

В роботі розглянуто питання впливу нестационарності гакового навантаження, прикладеного до колісного трактора при виконанні ґрунтообробного технологічного процесу, на величину та зміну буксування еластичного пневматика. Встановлено, що коливання гакового зусилля спричиняє зміну динамічної частини буксування. На базі розрахунково-математичної моделі визначено, що зі збільшенням амплітуди коливань гакового навантаження динамічний коефіцієнт буксування зростає.

Ключові слова: трактор, гакове навантаження, динамічний коефіцієнт буксування.

Вступ

Реалізація крутного моменту рушіїв трактора відбувається в результаті їх взаємодії з ґрунтовою основою, яка піддається деформації. При цьому можливості реалізації крутного моменту обмежуються деформаційними характеристиками ґрунту, які оцінюються кривою буксування – залежністю коефіцієнту буксування від діючого зусилля в зоні контакту та виникнення напружень, обумовлених навантаженням рушіїв. **Аналіз робіт** по впливу швидкісного режиму МТА на кінематичні втрати [1 – 5] показав, що процес буксування колісного трактора визначається: інерційними і пружними властивостями елементів силової передачі, вертикальними коливаннями трактора, динамічним характером гакового навантаження та властивостями ґрунту, що сприймає вплив горизонтального зусилля з боку ґрунтозачепу.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є визначення впливу динамічних показників роботи агрегату, а саме нестационарності гакового зусилля, на буксування еластичного пневматика. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити розрахунково-математичну модель руху машино-тракторного агрегату з урахуванням коливального руху агрегату та зміни навантаження на гаку.

Основна частина

Джерелами нерівномірності впливу агрофону на функціонування МТА є нерівномірності несучої поверхні та неоднорідності ґрунтових включень в ньому і коливальна характеристика силового впливу робочої машини на енергетичний засіб (нерівномірність гакового зусилля у часі чи як функціоналу від пройденого шляху).

Перша група факторів формує додатковий опір перекочуванню самого трактора (як заднього, так і

переднього моста) через безперервну зміну динамічного радіусу колеса при вертикальних коливаннях остова трактора. Друга група факторів є джерелом постійного у часі перерозподілу вертикального навантаження на мости трактора, що генерує повздовжні кутові коливання елементів агрегату.

В загальному випадку для визначення сили опору перекочування колеса по несучій поверхні, яка деформується, використовується залежність виду [1, 6-7]:

$$P_f = \gamma_{ш} \frac{Q^3}{4\pi r_{ш}^2 r_0^3 r_d (\pi \alpha_r / 180^\circ - \sin \alpha_r)}, \quad (1)$$

де $\gamma_{ш}$ – коефіцієнт пропорційності; для існуючих тракторних шин при тиску повітря в них $p_{ш} = 80 \dots 250$ кПа; $\gamma_{ш} = 0,12 \dots 0,15$, причому верхня межа стосується шин низького тиску, а нижня – шин високого тиску; Q – вертикальне навантаження на колесо; r_0 – вільний радіус колеса; r_d – динамічний радіус колеса; α_r – кут обхвату колеса ґрунтом.

Детермінований аналіз явищ, які виникають при взаємодії ведучих коліс з ґрунтом, дозволяє оцінити величину опору перекочування ведучого колеса за формулою виду [8]:

$$P_f = \frac{1}{(1 - \mu_k M_k Q r_b)} \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{c B k^2}{(1 - \delta_{зр})^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right) \times \left(e + \frac{\Delta Q_{M_{сеп}}}{K_r} \right) + \frac{\Delta Q_{M_{сеп}} H_c}{b_n} \right] + \frac{\mu_k M_k Q r_b}{r_0 - e}, \quad (2)$$

де μ_k – коефіцієнт кругової еластичності шини; M_k – крутний момент на колесі; r_b – радіус диска колеса; c – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту; B – ширина шини; k – коефіцієнт відносної жорсткості шини; $\delta_{зр}$ – значення буксування в момент зрізання ґрунтових

цеглин; α – коефіцієнт гістерезисних втрат; C_T – коефіцієнт радіальної жорсткості одиничного сектору шини; e – максимальна деформація шини в плямі контакту; ΔQ_{Mcp} – середнє довантаження мосту при коливаннях; K_T – коефіцієнт радіальної жорсткості шини ведучого мосту; H_c – висота підйому мосту при наїзді на перешкоду; b_n – ширина перешкоди, яку долає колесо ведучого мосту.

Таким чином, динамічне довантаження моста залежить від висоти і протяжності перешкод, відстані між ними, і відповідно до цього викликає зростання опору руху трактора.

Режими руху і навантаження трактора гаковим навантаженням позначаються і на зростанні кінематичних втрат агрегату (зростанні коефіцієнта буксування). В першу чергу, внаслідок кривизни функціоналу $\delta = f(P_{гак})$, при коливаннях тягового зусилля в межах $P_{гак_0} \pm \Delta P_{гак}$ при максимальному гаковому зусиллі коефіцієнт буксування буде мати макси-

мальне значення δ_{max} , а при мінімальному – δ_{min} , причому через кривизну дробово-раціональної функції апроксимації $\delta = f(P_{гак})$ виявиться, що середній (динамічний) коефіцієнт буксування $\delta_{сер} = \delta_{дин} = 1/2(\delta_{max} + \delta_{min})$ буде більше, ніж при стаціонарному режимі навантаження δ_0 при $P_{гак} = P_{гак.сер}$. Величина розглянутого приросту коефіцієнта буксування не буде мати постійний характер при $\Delta P_{гак} = const$. Вона буде залежати від частоти коливання навантаження з амплітудою $\Delta P_{гак}$.

Інерційність коливальної системи «трактор на еластичних пневматиках» з ростом частоти вимушених коливань λ буде знижувати розмах коефіцієнту буксування $\Delta\delta$, а отже – сповільнювати зростання коефіцієнта буксування.

Для перевірки такої тези складемо математичну модель навантаження машино-тракторного агрегату змінним тяговим зусиллям при представленні його у вигляді трьохмасової системи – рис. 1.

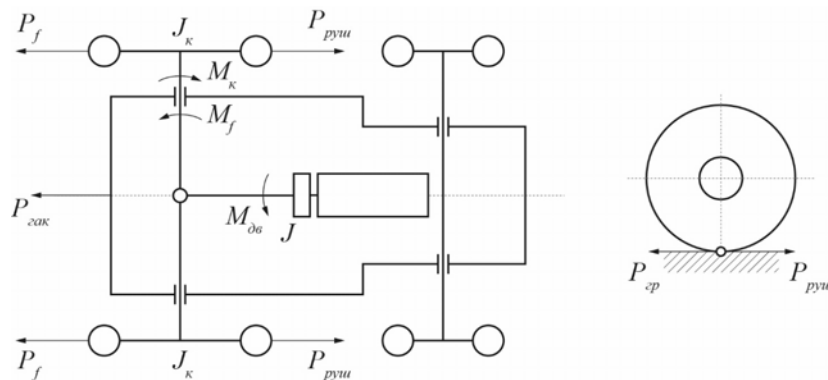


Рис. 1. Принципова схема реалізації гакового зусилля трактора

Використовуючи диференційні рівняння руху системи, отримаємо наступну систему, що описує переміщення трактора у просторі:

$$\begin{cases} M_{дв} - \frac{(2P_{руш} + 2P_f)}{\eta_{тр} i_{тр}} r_d = \frac{d\omega}{dt} (J + 2J_k / i_{тр}^2); \\ 2P_{руш} - (P_{гак} + 2P_f) = m \frac{dV}{dt}; \\ P_{руш} - P_{гр} = T_{гр} \frac{dV_{гр}}{dt}, \end{cases} \quad (3)$$

де J – приведений момент інерції маховика; J_k – момент інерції ведучого колеса трактора; ω – кутова швидкість колінчастого валу двигуна; $P_{руш}$ – дотичне (рушійне) зусилля, що є корисною складовою теоретичної дотичній сили ведучого колеса; P_f – сила опору руху ведучого колеса; $M_{дв}$ – момент на колінчастому валу двигуна; m – маса трактора; V – швидкість поступального руху трактора; $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії; $P_{гр}$, $V_{гр}$ – сила опору та швидкість го-

ризонтального зминання ґрунту; r_d – динамічний радіус ведучого колеса.

Розв’яжемо дану систему при дробово-раціональній апроксимації регуляторної характеристики двигуна по крутному моменту в межах від ω_{Mmax} до $\omega_{гак}$ виду:

$$\delta_{-\omega} = \frac{k_{отг} m_{дв}}{1 - (1 - k_{отг}) m_{дв}^3}, \quad (4)$$

де $\delta_{-\omega}$ – коефіцієнт, який характеризує зменшення кутової швидкості колінчастого валу при завантаженні двигуна, який визначається співвідношенням вигляду:

$$\delta_{\omega} = \frac{\omega_{гак} - \omega}{\omega_{гак} - \omega_M}; \quad (5)$$

$T_{дв}$ – відносний момент завантаження двигуна, що визначається з залежності вигляду:

$$T_{дв} = \frac{M_{дв}}{M_{гак}}; \quad (6)$$

$k_{\omega tg}$ – коефіцієнт пропорційності, який являє собою тангенс кута нахилу дотичної до кривої $\delta_{-\omega} = f(\tau_{дв})$ в початку координат, який можна визначити за відомими параметрами регуляторної характеристики двигуна:

$$k_{\omega tg} = \frac{\Delta\omega(k_{np}^3 - 1)}{k_{np}^2(\omega_{max} - \omega_M) - \Delta\omega}, \quad (7)$$

де $k_{np} = M_{max}/M_H$ – коефіцієнт пристосовності двигуна; $\Delta\omega$ – розбіг регулятора за кутовою швидкістю колінчастого валу двигуна.

Результати розрахунків, які наведені на рис. 2, свідчать про те, що динамічний коефіцієнт буксування підвищується через кривизну кривої буксування при коливаннях гакового зусилля тільки при частотах коливань в межах до $\lambda = 8 \dots 10$ рад/с.

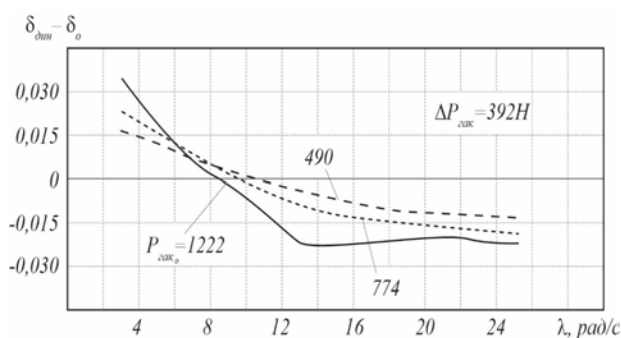


Рис. 2. Результати розрахунку зміни коефіцієнту буксування трактора МТЗ-82 при коливаннях навантаження на гаку

Більш глибоке вивчення динамічних процесів навантаження трактора в складі МТА дозволяє констатувати, що приріст динамічного коефіцієнта буксування через нелінійність кривої буксування залежить від величини гакового навантаження; величина динамічного коефіцієнта буксування зростає зі збільшенням середнього гакового навантаження; збільшення частоти коливань при інших умовах в разі періодичної зміни гакового навантаження (за рахунок зміни фізико-механічних властивостей ґрунту перед робочими органами або уривчастості технологічної операції) змушує розмах коливань, а отже, знижує і динамічний коефіцієнт буксування $\delta_{дин}$.

Збільшення частоти коливань у зв'язку зі зростанням робочої швидкості руху буде змінюватися з частотою, яка дорівнює частоті наїзду трактора на перешкоду, та викликати збільшення розмаху коливань навантаження на гаку, а отже, і розмаху коефіцієнта буксування.

Сумарна дія обох факторів визначатиме закономірність зміни $\delta_{дин} = f(\lambda)$.

Прийmemo, що величина гакового навантаження складається з постійної (сталой) складової $P_{гак}$ та додаткової складової $\Delta P_{гак}$.

Статична складова – зусилля на гаку, яке визначається допустимим значенням коефіцієнту буксування трактора (знаходиться в межах $0,17 \dots 0,35 P_{гак}$ та залежить від ґрунтообробного технологічного процесу і швидкості руху агрегату).

Середню амплітуду та частоту коливань гакового зусилля можна підрахувати за спектральною щільністю, яка визначається за результатами експериментальних осцилограм гакового навантаження:

$$A_{P_{гак}} = 1,5\sqrt{S(\lambda)d\lambda}. \quad (8)$$

Таким чином, буксування визначається динамічною складовою гакового зусилля $\Delta P_{гак}$ та частотою коливань навантаження з амплітудою $A_{P_{гак}}$.

Для перевірки даної гіпотези використаємо розроблену модель руху агрегату (рис. 1). Враховуючи, що маса ґрунту $\tau_{гр}$, яка приймає участь в русі агрегату, достатньо мала, систему (3) можна спростити до двохмасової системи:

$$\begin{cases} \frac{d\delta}{dt} = \frac{(P_{гак} + P_f) - 2P_{гр}}{T\omega} \cdot \frac{i_{гр}}{r_d} + \frac{1 - \delta}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{dt}; \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J + 2J_k/i_{гр}^2} \left[M_{дв} - \frac{2(P_{руш} + P_f)}{\eta_{гр}i_{гр}} r_d \right]. \end{cases} \quad (9)$$

Основне припущення при дослідженні процесів, що протікають при роботі МТА, зводиться до того, що вони відносяться до класу стаціонарних процесів, тому їх дослідження, як правило, проводиться із залученням апарату теорії стаціонарних випадкових процесів.

Проте, як показує практика, в реальних умовах експлуатації це припущення не виконується, що обумовлено специфікою різноманітних факторів (нерівністю поля, нерівномірністю фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу, швидкістю руху МТА та ін.).

На практиці випадкові процеси, які відбуваються при роботі МТА, приводять до стаціонарного виду різними математичними методами, що вносить суттєві викривлення в оцінку статистичних характеристик досліджуваних процесів.

Система диференціальних рівнянь (9) не лінійна, так як величини P_f та δ взаємопов'язані через співвідношення (2). Це створює невизначеність і вимагає ітераційного методу розв'язання.

Використання методу кусково-лінійної апроксимації (метод припасовування) дозволяє привести на кожному часовому інтервалі зміни станів системи нелінійні диференціальні рівняння до лінійних.

Перехід до кожного наступного інтервалу призводить до зміни коефіцієнтів в рівняннях системи при безперервності змінних стану, що досягається сполученням (припасовуванням) розв'язань для змінних стану на сусідніх інтервалах.

Реалізація представленого алгоритму в середовищі символічних розрахунків Maple дозволила отримати розрахункову реалізацію значень коефіцієнта буксування трактора при навантаженні його змінним гаковим зусиллям (рис. 3).

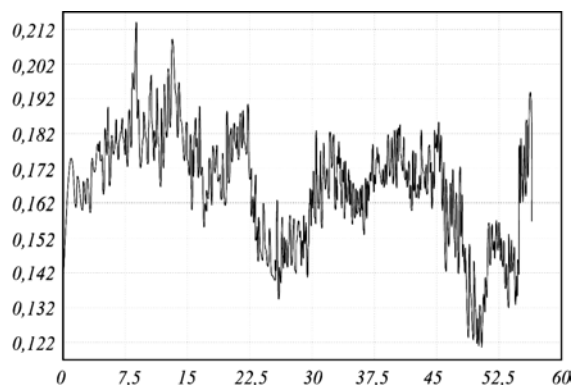


Рис. 3. Інтегральна крива буксування трактора МТЗ-82, який навантажений змінним тяговим зусиллям

Математична обробка дозволила визначити середнє значення динамічного коефіцієнта буксування, яке складає 0,167 при середній амплітуді коливань гакового навантаження $0,17P_{\text{гак}}$. Тобто через нелінійність залежності $\delta = f(P_{\text{гак}})$ розрахункове середнє значення динамічного коефіцієнта буксування виявилось вище коефіцієнта буксування трактора при роботі з постійним гаковим навантаженням. Для визначення впливу амплітуди коливання гакового зусилля на коефіцієнт буксування, розрахунки по даній математичній моделі були проведені для режимів навантаження з амплітудами 0,1; 0,17; 0,2; $0,35P_{\text{гак}}$ при постійному статичному зусиллі на гаку в 9600Н.

Висновок

Таким чином, можна говорити про те, що в загальному випадку при виконанні ґрунтообробного технологічного процесу гакове навантаження можна розглядати як суму постійного значення та додаткового функціоналу від нерівностей несучої поверхні

та динамічних показників всього агрегату. Нестационарність гакового навантаження формує коефіцієнт буксування як стохастичний процес, який може бути зведений до лінійного методами кусково-лінійної апроксимації за умови урахування нелінійності оператора $\delta = f(P_{\text{гак}})$.

В ході комп'ютерно-математичного моделювання формування буксування колісного еластичного рушія встановлено, що зі збільшенням амплітуди коливань гакового навантаження динамічний коефіцієнт буксування зростає.

Список літератури

1. Автономов В. В. Исследование по установлению допустимого буксования колесного трактора класса 1,4 т на посевах зерновых культур: дисс. ... канд. техн. наук – 05.20.01 / В.В. Автономов – Волгоград, 1972. – 187 с.
2. Болтинский В.Н. Развитие научных исследований по созданию скоростных МТА и внедрение их в производство / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1969. – № 9 – С. 50.
3. Гинцбург Б.Я. О коэффициенте сцепления и буксования тракторов / Б.Я. Гинцбург // Тракторы и сельхозмашины. – 1968. – №9. – С. 14.
4. Лопарев А.А. Ограничение коэффициента буксования ведущих колес универсально-пропашного трактора / А.А. Лопарев, М.Х. Фастутдинов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – № 1. – С. 18.
5. Сураев Н.Г. Исследование тягового КПД и буксования трактора / Н.Г. Сураев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1991. – № 4. – С. 8-20.
6. Гуськов В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
7. Лебедев А.Т. Динамична модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здовєними шинами / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін // Системи обробки інформації. – 2010. – № 2. – С. 109-115.
8. Гатиц Д.С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов: дисс. ... докт. техн. наук – 05.20.01 / Д.С. Гатиц – Волгоград, 2014. – 187 с.

Надійшла до редколегії 26.02.2016

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Т. Лебедев, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка, Харків.

ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ КРЮКОВОЙ НАГРУЗКИ НА БУКСОВАНИЕ ДВИЖИТЕЛЕЙ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Е.И. Калинин, М.Л. Шуляк, В.П. Мальцев

В работе рассмотрены вопросы влияния нестационарности крюковой нагрузки, приложенной к колесному трактору при выполнении почвообрабатывающего технологического процесса, на величину и изменение буксования эластичного пневматика. Установлено, что колебания крюкового усилия вызывает изменение динамической части буксования. На базе расчетно-математической модели определено, что с увеличением амплитуды колебаний крюкового усилия динамический коэффициент буксования увеличивается.

Ключевые слова: трактор, крюковое усилие, динамический коэффициент буксования.

INFLUENCE NONSTATIONARITY HOOK LOAD SLIPPING WHEELS OF WHEELED TRACTOR

Y.I. Kalinin, M.L Shulyak, V.P. Maltsev

The paper deals with the influence of nonstationarity hook load applied to the wheel when the tractor tilling process, the magnitude and variation of slipping flexible pneumatics. It was found that the fluctuation of the hook force causes a change in the dynamic part of slipping. On the basis of the settlement and the mathematical model determined that an increase in the amplitude of oscillations of the hook force dynamic slip ratio increases.

Keywords: tractor, hook force, dynamic coefficient of slipping.