



Механізація, електрифікація

УДК 631.37

© 2017

В.П. Кувачов,

*кандидат
технічних наук*

*Таврійський державний
агротехнологічний
університет*

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ШИРОКОКОЛІЙНОГО АГРОЗАСОБУ

Мета. Підвищення плавності ходу спеціалізованих ширококоліїних агрозасобів обґрунтуванням схеми, конструктивно-технологічних та інших параметрів, а також характеристик поздовжнього профілю нерівностей агрофону в слідах формованої технологічної колії. **Методи.** Використано основні положення теоретичної механіки, статистичної динаміки, теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем і теорії трактора, складання програм і розрахунків на ПК. **Результати.** Розроблено нові математичні моделі функціонування створеного спеціалізованого ширококоліїного агрозасобу у вертикальній площині, застосування яких дає змогу обґрунтувати вимоги до характеристик поздовжнього профілю нерівностей агрофону в слідах технологічної колії, підвищити плавність ходу з урахуванням кінематичних і силових взаємозв'язків його енергетичної та технологічної частин. **Висновки.** Плавність ходу спеціалізованого ширококоліїного агрозасобу як динамічної системи, що рухається по слідах постійної технологічної колії, істотно залежить від структури її поздовжнього профілю, жорсткості шин опорних коліс (на величину якої можна впливати в певних межах через зміну тиску повітря), а динаміка вертикальних коливань технологічної частини зумовлена її експлуатаційною масою.

Ключові слова: колійна система землеробства, ширококоліїний агрозасіб, диференційні рівняння, розрахунки на ПК.

Актуальність питання. Одним зі способів підвищення культурно-технологічного рівня землеробства є організація

суворо регульованого (маршрутизованого) руху всіх засобів механізації по заздалегідь сформованим доріжкам — постійним

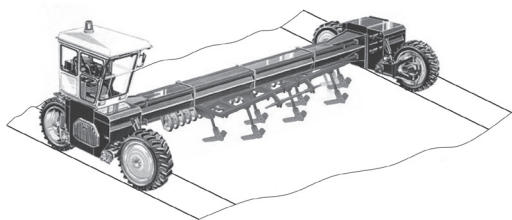


Рис. 1. Конструктивне виконання ширококолісного трактора в колійній системі землеробства

технологічним коліям. Завдяки їх застосуванню можна розв'язати протиріччя в системі «крушій — ґрунт», фізична суть якого полягає в тому, що рух технологічних і транспортних машин має здійснюватися по сухому і твердому фонах (інженерна зона поля), а для продуктивного росту рослин потрібний розпушений і вологий ґрунт (агротехнічна зона поля) [1].

Зменшення площі транспортно-технологічних доріжок і збільшення ширини захвату сільськогосподарських агрегатів поліпшує показники землевикористання в колійній системі землеробства [2]. Істотна ефективність у цьому плані досягається використанням так званих мостових тракторів (wide span tractor) або спеціалізованих ширококолісних транспортних засобів (wide span vehicle) [3–5], створених спеціально для колійної системи землеробства (далі по тексту — ширококолісні агрозасоби) (рис. 1).

Предметом вивчення теорії зазначених спеціалізованих ширококолісних агрозасобів для колійної системи землеробства вважатимемо методи визначення їхніх властивостей, до яких, зокрема, належить плавність ходу.

Динаміка руху ширококолісних агрозасобів у вертикальній площині визначається вхідними збурювальними впливами. До останніх належать нерівності поздовжнього профілю постійної технологічної колії та нерівномірність тягового опору ґрунту. Характер внутрішньої структури поздовжнього профілю прокладеної технологічної колії, безумовно, впливає на плавність ходу ширококолісного агрозасобу і коливання його тягового зусилля з усіма негативними наслідками.

Якість відпрацювання будь-якою динамічною системою вхідних змінних залежить від її характеристик. Стосовно ширококолісного агрозасобу такими є його схема, конструктивні та інші параметри. Тому правильний вибір останніх із позиції потрібної плавності ходу забезпечує йому оптимальне перетворення збурювальних впливів, які діють на нього.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Усі відомі дослідження з цих питань [5–8] спрямовані на вивчення динаміки руху машинно-тракторних агрегатів, побудованих на основі традиційних тракторів, і не стосуються розв'язання цієї проблеми. Накопичений науково-практичний досвід використання традиційних машинно-тракторних агрегатів у колійній системі землеробства дав змогу обґрунтувати певні вимоги до параметрів постійної технологічної колії [1]. Проте ці вимоги не враховують нетиповість компоновальної схеми спеціалізованих ширококолісних агрозасобів, специфіку їх агрегативності [9] та умов функціонування, тому мають бути уточнені. Водночас відома нині методологія вибору конструктивних схем, параметрів і режимів роботи машинно-тракторних агрегатів не може бути використана для вивчення динаміки руху спеціалізованих ширококолісних агрозасобів у вертикальній площині. Тому з позиції ефективного використання зазначених ширококолісних агрозасобів виникають невирішені питання стосовно вивчення умов, які накладаються на їх конструктивні та інші параметри.

Мета досліджень — підвищення плавності ходу спеціалізованих ширококолісних агрозасобів обґрунтуванням схеми, конструктивно-технологічних та інших параметрів, а також характеристик поздовжнього профілю нерівностей агрофону в слідах формованої технологічної колії.

Методика досліджень. В основу теоретичних досліджень покладено основні принципи теоретичної механіки, теорії мобільних енергетичних засобів, статистичної динаміки і теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем за відтворення ними статистично випадкових збурювальних вхідних впливів. В основу аналізу оцінки впливу схеми і параметрів ширококолісного

агрозасобу на динаміку його руху у вертикальній площині покладено амплітудні і фазові частотні характеристики.

Результати досліджень. Модель функціонування ширококоліїного агрозасобу як динамічної системи зручно розглядати у вигляді її реакції на вхідні збурювання, характер відпрацювання яких однозначно визначає плавність ходу. У даному разі збуреннями є поштовхи та удари, зумовлені нерівностями поздовжнього профілю постійної технологічної колії і нерівномірністю тягового опору сільськогосподарських знарядь (технологічної частини агрозасобу).

З теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем за відтворення ними статистично випадкових збурювальних вхідних впливів відомо, що перетворювальні властивості динамічної системи можуть бути виражені передавальними функціями і частотними характеристиками. Саме такі характеристики, на думку багатьох учених, дають найбільш повне і фізичне уявлення про реакції сільськогосподарського агрегату на різні збурення та про перехідні й стійкі процеси його роботи.

Для теоретичного аналізу передавальних функцій і частотних характеристик потрібна система відповідних диференціальних рівнянь, які пов'язують вхідні змінні з вхідними збуреннями, тобто математична модель самого процесу. На цьому етапі досліджень доцільно розглянути її у вигляді системи лінійних рівнянь. Така ідеалізація є досить ефективною, оскільки динаміку руху спеціалізованого ширококоліїного агрозасобу вивчено ще недостатньо. А здобуті знання про неї дають можливість фізично осмислити отриманий результат і накопичити досвід проектування.

У процесі розв'язання завдань оптимізації параметрів лінійної стаціонарної динамічної системи як операторів використовуватимемо амплітудно-частотні характеристики (АЧХ). Для спрощення складання диференціальних рівнянь прийнято такі положення і припущення: кутові коливання технологічної частини ширококоліїного агрозасобу не розглядаються; коливання тягового опору сільськогосподарських знарядь не впливають на швидкість його поступального переміщення, тому вона приймається постійною;

нерівності профілю постійної технологічної колії являють собою випадкову ергодичну стаціонарну функцію шляху; нахилу ширококоліїного агрозасобу в поздовжньо-поперечній площині немає; сили опору в шинах опорних коліс приймаються пропорційними швидкості коливань, а характеристики пружних елементів — лінійними.

Уявимо реальний ширококоліїний агрозасіб еквівалентною йому динамічною моделлю (рис. 2), що має 3 ступені вільності: вертикальне переміщення z_t центра мас (т. S_t), кутові коливання остова φ_t та вертикальне переміщення z_3 центра мас технологічної частини (т. S_3). Переміщення z_t та кутові коливання φ_t пов'язані з вертикальними переміщеннями передньої та задньої частин остова агрозасобу (z_1 і z_2) (див. рис. 2). Тому за узагальнені координати приймемо вертикальні переміщення z_1 , z_2 та z_3 (див. рис. 2) відповідно передньої і задньої частин остова агрозасобу та остова технологічної частини.

Математична модель плоско-паралельного руху ширококоліїного агрозасобу в поздовжньо-вертикальній площині, побудована на основі рівняння Лагранжа II роду, має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} & A_{11} \cdot \ddot{z}_1 + A_{12} \cdot z_1 + A_{13} \cdot \dot{z}_1 + A_{14} \cdot \ddot{z}_2 = \\ & = f_{11} \cdot \dot{h}_1 + f_{12} \cdot h_1 + f_{13} \cdot R_x + f_{14} \cdot R_z + f_{15} \cdot M_R + f_{16}; \\ & A_{21} \cdot \ddot{z}_2 + A_{22} \cdot z_2 + A_{23} \cdot \dot{z}_2 + A_{24} \cdot \ddot{z}_1 = \\ & = f_{21} \cdot \dot{h}_2 + f_{22} \cdot h_2 + f_{23} \cdot R_x + f_{24} \cdot R_z + f_{25} \cdot M_R + f_{26}; \\ & A_{31} \cdot \ddot{z}_3 + A_{32} \cdot \dot{z}_3 + A_{33} \cdot z_3 = \\ & = f_{31} \cdot \dot{h}_3 + f_{32} \cdot h_3 + f_{33} \cdot R_x + f_{34} \cdot R_z + f_{35} \cdot M_R + f_{36}, \end{aligned} \right\} (1)$$

де

$$\begin{aligned} A_{11} &= (M_t \cdot l_t^2 + J_{тц}) / L^2; \\ A_{12} &= 2K_1; \quad A_{13} = 2C_1; \\ A_{14} &= 2(M_t \cdot l_t \cdot (L - l_t) - J_{тц}) / L^2; \\ A_{31} &= M_c; \quad A_{32} = nK_3; \quad A_{33} = nC_3; \\ f_{11} &= 2K_1; \quad f_{12} = 2C_1; \\ f_{13} &= \frac{0,5 \cdot H \cdot d}{L(d - b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{14} &= \frac{d \cdot (D_n - D_k)}{L(d - b_n + D_n + D_k)}; \end{aligned}$$

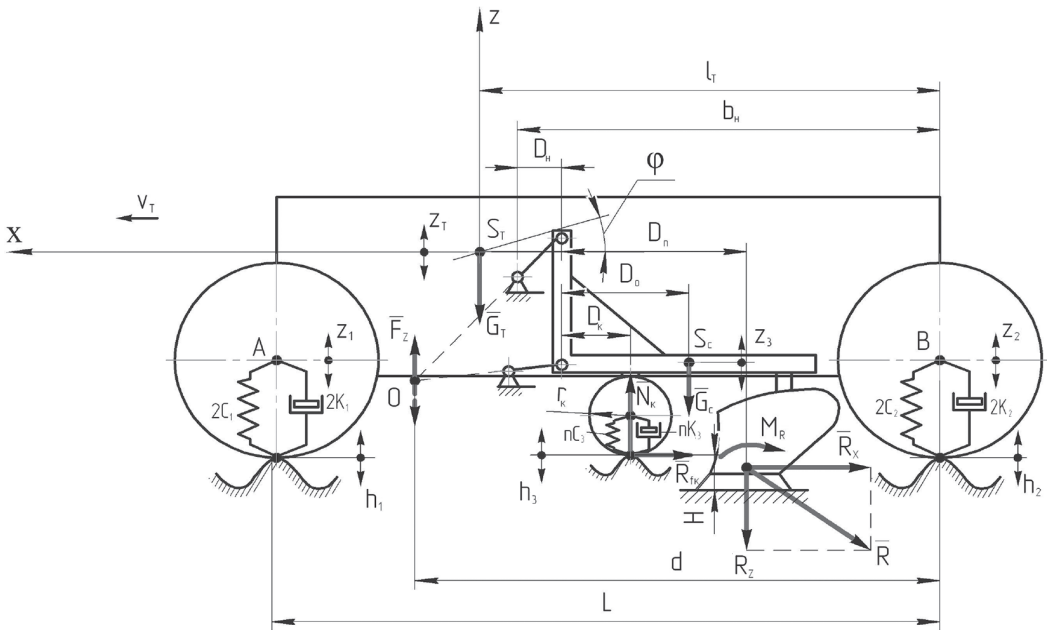


Рис. 2. Еквівалентна динамічна модель спеціалізованого ширококолісного агрозасобу

$$f_{15} = \frac{d}{L(d - b_H + D_H + D_K)};$$

$$f_{16} = \frac{d \cdot G_C (D_0 - D_K + f_k \cdot r_k)}{L(d - b_H + D_H + D_K)};$$

$$f_{33} = \frac{0,5 \cdot H}{(d - b_H + D_H + D_K)};$$

$$f_{34} = \frac{(D_n - D_K)}{(d - b_H + D_H + D_K)};$$

$$A_{21} = (M_T \cdot (L - l_T)^2 + J_{TЦ}) / L^2;$$

$$A_{22} = 2K_2; \quad A_{23} = 2C_2;$$

$$A_{24} = 2(M_T \cdot l_T \cdot (L - l_T) - J_{TЦ}) / L^2;$$

$$f_{21} = 2K_2; \quad f_{22} = 2C_2;$$

$$f_{31} = nK_3; \quad f_{32} = nC_3;$$

$$f_{23} = \frac{0,5 \cdot H \cdot (1 - d)}{L(d - b_H + D_H + D_K)};$$

$$f_{24} = -\frac{(1 - d) \cdot (D_n - D_K)}{L(d - b_H + D_H + D_K)};$$

$$f_{25} = \frac{(1 - d)}{L(d - b_H + D_H + D_K)};$$

$$f_{26} = \frac{(1 - d) \cdot G_C \cdot (D_0 - D_K + f_k \cdot r_k)}{L(d - b_H + D_H + D_K)};$$

$$f_{35} = -\frac{1}{(d - b_H + D_H + D_K)};$$

$$f_{36} = \frac{G_C (D_0 - D_K + f_k \cdot r_k)}{(d_0 - b_H + D_H + D_K)}.$$

У системі рівнянь (1) M_T , $J_{TЦ}$ — маса (кг) і момент інерції ($\text{kH} \cdot \text{m} \cdot \text{c}^2$) агрозасобу відносно осі, що проходить через т. S_T ; K_1 , K_2 , K_3 , C_1 , C_2 , C_3 — приведені коефіцієнти опору дисипативних ($\text{kH} \cdot \text{с/м}$) і пружних (kH/м) елементів системи підресорювання агрозасобу та його технологічної частини; n — кількість опорних коліс технологічної частини агрозасобу; M_C , G_C — маса (кг) і вага (kH) технологічної частини агрозасобу; H — глибина обробітку ґрунту, m ; r_k , f_k — радіус і коефіцієнт опору кочення опорного колеса технологічної частини агрозасобу; L , l_T — колісна база і поздовжня координата центра мас агрозасобу; d , b_H , D_H , D_K , D_0 , D_n — конструктивні параметри, природа яких зрозуміла з рис. 2.

Основними збуреннями, які спричиняють вертикальні переміщення ширококолісного агрозасобу в поздовжньо-вертикальній площині, є коливання амплітуди поздовжнього профілю технологічної колії під передніми (h_1) і задніми (h_2) його колесами та опорними

колесами технологічної частини (h_3) і коливання тягового опору технологічної частини (R_x і R_z) та головний момент опору (M_R) (див. рис. 2). Зазначені збурювання є вхідними величинами в системі рівнянь (1), а вихідними параметрами останньої є амплітуди переміщень передньої (z_1) і задньої (z_2) частин остова агрозасобу та коливання остова технологічної частини (z_3).

За аналізом математичної моделі (1), динаміка вертикальних коливань ширококоліїного агрозасобу зумовлена рядом його конструктивних параметрів. Передусім до них належать параметри шин його коліс, зокрема їх коефіцієнти жорсткості. У процесі математичного моделювання динаміки вертикальних коливань ширококоліїного агрозасобу конструкції ТДАТУ [10], прийнятого за фізичний об'єкт досліджень, розглядали 3 потенційно можливі варіанти типорозмірів шин його коліс: 1 — 11,2R20; 2 — 11,2R32; 3 — 9,5R42.

Жорсткість шини i -того опорного колеса ширококоліїного агрозасобу можна визначити за відомою формулою Хейдекеля [11]:

$$C_i = \pi \cdot \rho_w \cdot \sqrt{D \cdot B}, \quad (2)$$

де D — статичний діаметр шини, м; B — ширина профілю шини, м; ρ_w — тиск повітря в шині, Па.

У результаті математичного моделювання встановлено, що для розглянутих 3-х варіантів типорозмірів шин коліс ширококоліїного агрозасобу конструкції ТДАТУ з певною різницею їх коефіцієнтів жорсткості C_2 відмінність між собою розрахункових АЧХ і ФЧХ фактично неістотна (криві 1–3, рис. 3). Проте сам характер відпрацювання ширококоліїним агрозасобом коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії істотно залежить від частоти збурення. Так, на частотах до $\omega=7,0 \text{ с}^{-1}$ вплив цього параметра практично не відчувається. За $\omega>7,0 \text{ с}^{-1}$ збільшення C_2 зумовлює опускання АЧХ зі зміщенням резонансних піків у бік вищих частот (див. рис. 3). Останні зосереджені в діапазоні $\omega=10\text{--}11 \text{ с}^{-1}$ для розглянутих варіантів типорозмірів шин. І саме цей частотний діапазон є найбільш небажаним для коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії, оскільки підсилює динамічною системою (агрозасобом) вхідне збурення з коефіцієнтом

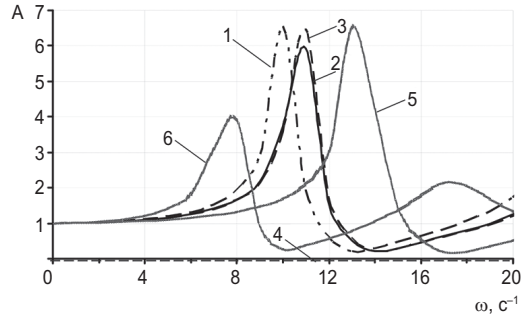


Рис. 3. АЧХ відпрацювання остовом ширококоліїного агрозасобу конструкції ТДАТУ коливань профілю шляху з шинами різної жорсткості: 1 — 11,2R20 ($C_2=254 \text{ кН/м}$); 2 — 11,2R32 ($C_2=292 \text{ кН/м}$); 3 — 9,5R42 ($C_2=296 \text{ кН/м}$); 4 — ідеальні характеристики; 5 — $C_2=450 \text{ кН/м}$; 6 — $C_2=150 \text{ кН/м}$

підсилення 6. Погіршення динаміки вертикальних коливань агрозасобу не вдається поліпшити навіть збільшенням жорсткості його шин до 450 кН/м (крива 5, див. рис. 3). А можливе зменшення останньої до 150 кН/м зменшує АЧХ з одночасним зміщенням її резонансних піків у бік низьких частот (крива 6, див. рис. 3). Разом з тим дисперсії коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії в частотному діапазоні $\omega=13\text{--}15 \text{ с}^{-1}$ для розглянутих 3-х варіантів шин коліс є найбільш бажаними, оскільки наближають характеристики до ідеальних.

Стосовно бажаного відпрацювання динамічною системою розглянутого збурення істотне збільшення коефіцієнта жорсткості шин ширококоліїного агрозасобу є ефективним тільки тоді, коли дисперсії коливань нерівностей постійної технологічної колії зосереджені в частотному діапазоні $\omega=0\text{--}8 \text{ с}^{-1}$ і $\omega=16\text{--}20 \text{ с}^{-1}$. З частотою збурень менше 8 с^{-1} вертикальні коливання агрозасобу мало залежать від величини коефіцієнта жорсткості його шин. При цьому для розглянутих 3-х варіантів шин коліс агрозасобу бажано, щоб дисперсії нерівностей профілю постійної технологічної колії були зосереджені в частотному діапазоні $\omega=13\text{--}15 \text{ с}^{-1}$, де зазначена динамічна система майже не реагує на вхідне збурення. Практично досягти цього можна відповідною технологією формування слідів постійної технологічної колії або зміною жорсткості пневматичної

шини через підбір такого тиску повітря, який би забезпечував мінімальне реагування динамічною системою вхідного збурення.

З аналізу експериментальних даних [1] профілювання слідів постійної технологічної колії, утвореної на необроблюваному полі колісним і гусеничним рушіями енергетичних засобів (відповідно МЕ3-200 і Т-150) впливає, що за дещо однакової нерівномірності профілів колій внутрішні структури їх різні. Найбільш низькочастотний характер має профіль колії, прокладеної МЕ3-200. Шлях його кореляційного зв'язку становить близько 0,57 м, що у 8 разів більше порівняно з профілем колії, прокладеної трактором Т-150. Навіть у порівнянні з початковим необробленим агрофоновим ходова система гусеничного трактора формує більш високочастотний профіль сліду з явно вираженою періодичною складовою. Джерело генерації останньої можна пояснити кроком гусениці Т-150 (17 см), що практично збігається з довжиною хвилі нерівностей подовжнього профілю колії, рівною 17,4 см. Рух колісного енергетичного засобу МЕ3-200 по колії трактора Т-150 зумовлює коливання остова першого з більш високочастотним характером, ніж за переміщення по власному сліду. У першому випадку час кореляційного зв'язку не перевищував 0,16 с, у другому — збільшився до 1,5 с.

На основі викладеного вище аналізу можна підсумувати, що зменшення жорсткості шин ширококолісного агрозасобу загалом ефективно за низького частотного діапазону коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії.

Динаміка вертикальних коливань технологічної частини ширококолісного агрозасобу за математичною моделлю (1) зумовлена насамперед жорсткістю шин її опорних коліс і експлуатаційною масою M_c . У результаті математичного моделювання встановлено, що збільшення експлуатаційної маси M_c з 300 до 500 кг призводить до небажаного підйому АЧХ відпрацювання технологічною частиною коливань профілю колії разом зі зміщенням резонансних піків у бік низьких частот (криві 2 і 3, рис. 4). Якщо при цьому істотно зменшити коефіцієнт жорсткості шин опорних коліс технологічної частини до 25 кН/м, тобто в 4 рази (крива 5, див. рис. 4), то резонансні піки АЧХ ще більше зміщуються у бік низьких частот.

При цьому коефіцієнт підсилення динамічною системою вхідного збурення на резонансній частоті знижується тільки вдвічі. І лише на частотах більших за 13 с^{-1} АЧХ взагалі стає менше одиниці і наближає характеристики до ідеальних. А от збільшення жорсткості шин опорних коліс до 200 кН/м (крива 1, див. рис. 4), навпаки, на низьких частотах (до $\omega=8-10 \text{ с}^{-1}$) відтворює технологічною частиною практично незначне підсилення вхідного збурення, і лише на частоті $\omega=18 \text{ с}^{-1}$ величина коефіцієнта підсилення досягає 2.

У частотному діапазоні $\omega=13-15 \text{ с}^{-1}$ коливань нерівностей профілю агрофону, який найбільш бажаний для руху ширококолісного агрозасобу по слідах постійної технологічної колії, як було зазначено раніше, зміна жорсткості шин опорного колеса технологічної частини призводить до такого. За жорсткості шин $C_3=200 \text{ кН/м}$ (крива 1, див. рис. 4) маємо підсилення вхідного збурення з коефіцієнтом не більшим за 1,5. Подальше збільшення жорсткості шин, і навіть використання жорсткого обода, наближає АЧХ до 1, тобто динамічна система копіює нерівності профілю шляху. Зменшення жорсткості шин з 200 кН/м до 100 кН/м (крива 2, див. рис. 4) у певному частотному діапазоні збільшує АЧХ до 3, віддаляючи її від ідеальної. Із подальшим зменшенням жорсткості шин з 100 кН/м до 50 кН/м (крива 4, див. рис. 4) динаміка руху технологічної частини

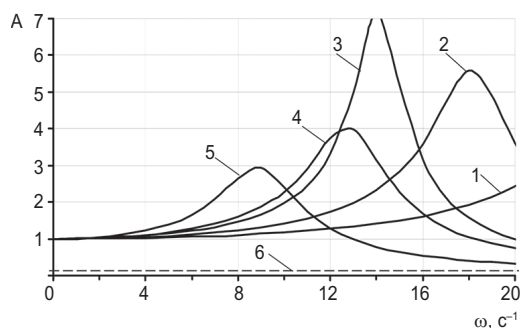


Рис. 4. АЧХ відпрацювання технологічною частиною коливань профілю агрофону з різною масою M_c і коефіцієнтами жорсткості шин опорних коліс (C_3): 1 — $M_c=300 \text{ кг}$; $C_3=200 \text{ кН/м}$; 2 — $M_c=300 \text{ кг}$; $C_3=100 \text{ кН/м}$; 3 — $M_c=500 \text{ кг}$; $C_3=100 \text{ кН/м}$; 4 — $M_c=300 \text{ кг}$; $C_3=50 \text{ кН/м}$; 5 — $M_c=300 \text{ кг}$; $C_3=25 \text{ кН/м}$; 6 — ідеальні характеристики

у вертикальній площині погіршується в досліджуваному частотному діапазоні. І лише зменшення коефіцієнта жорсткості шини до 25 кН/м наближає характеристики в частотному діапазоні $\omega=13-15 \text{ с}^{-1}$ до ідеальних (крива 5, див. рис. 4).

На основі викладеного вище аналізу можна констатувати, що збільшення експлуатаційної маси технологічної частини недоцільне.

У разі, коли основний спектр дисперсій нерівностей агрофону зосереджений у високо-частотному діапазоні $\omega=13-15 \text{ с}^{-1}$, значення коефіцієнта жорсткості його шин має бути не більшим за 25 кН/м. В іншому випадку використання опорних коліс технологічної частини з коефіцієнтом жорсткості шин близьким до 200 кН/м і більше є бажаним для її динаміки руху у вертикальній площині.

Висновки

Плавність ходу спеціалізованого ширококоліїного агрозасобу як динамічної системи, що рухається по слідах постійної технологічної колії, істотно залежить від характеристик нерівностей поздовжнього профілю останньої. Бажаний характер внутрішньої структури поздовжнього профілю прокладеної технологічної колії практично можна отримати за відповідної технології її формування. Якість відпрацювання динамічною системою вхідних збурень, якими є нерівності поздовжнього профілю постійної

технологічної колії та нерівномірність тягового опору ґрунту, залежить від схеми, конструктивних та інших параметрів ширококоліїного агрозасобу. Значний вплив на плавність ходу останнього здійснює жорсткість шин його опорних коліс, на величину якої можна впливати в певних межах зміною тиску повітря в них. Поліпшення динаміки руху технологічної частини ширококоліїного агрозасобу спостерігається зі збільшенням жорсткості шин її опорних коліс та зменшенням експлуатаційної маси.

Бібліографія

1. Надикто В.Т. Колійна та мостова системи землеробства: монографія/В.Т. Надикто, В.О. Улексін. — Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. — 270 с.
2. Кувачов В.П. Землевикористання при облаштуванні поля для роботи енерготехнологічних засобів мостового типу/В.П. Кувачов//Наук. вісн. ТДАТУ. — 2013. — Т. 3. — Вип. 1. — С. 116–126.
3. Chamen T. Controlled traffic farming — from world wide research to adoption in Europe and its future prospects/T. Chamen//Acta Technologica Agriculturae. — 2015. — Nitra 3. — P. 64–73.
4. Onal I. Controlled Traffic farming and Wide Span Tractors/I. Onal//J. of Agricultural Machinery Science. — 2012. — № 8(4). — P. 353–364.
5. User requirements for a Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming/H.H. Pedersen, C.G. Sorensen, F.W. Oudshoorn, J.E. McPhee//International Commission of Agricultural and Biological Engineers, Section V. CIOSTA XXXV Conference «From Effective to Intelligent Agriculture and Forestry» 3–5 July 2013, Billund, Denmark. — 2013. — P. 134–136.
6. Аналіз плавності руху комбінованих МТА на базі трактора ХТ3-120/В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, А.М. Аюбов та ін.//Праці Таврій. держ. агротехн.

акад. — 2006. — Вип. 38. — С. 12–25.

7. Рожков П.П. Математична модель коливань підвіски енергомодуля с.-г. призначення/П.П. Рожков, С.Е. Рожкова//Вісн. Харків. держ. техн. ун-ту с.г. імені Петра Василенка. — Х.: ХДТУСГ, 2003. — Т. 2. — Вип. 19. — С. 136–140.

8. Бабанин Н.В. Экспериментальные исследования на плавность хода, производительность и топливную экономичность машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4, оборудованного газогидравлическим упругодемпфирующим приводом/Н.В. Бабанин, О.И. Поливаев//Вестн. Воронеж. гос. аграр. ун-та. — 2015. — № 3 (46). — С. 112–118.

9. Козаченко О.В. Дослідження ґрунтообробних робочих органів за мостовою схемою агрегативання/О.В. Козаченко//36. наук. пр. Луганського нац. аграр. ун-ту. Серія: технічні науки. — 2006. — № 68/91. — С. 120–125.

10. Кувачов В.П. Спеціалізований транспортний засіб для колійного землеробства/В.П. Кувачов//Вісн. Харків. держ. техн. ун-ту с.г. імені Петра Василенка. — 2014. — № 148. — С. 63–69.

11. Тракторы: теория/В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; под ред. В.В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.

Надійшла 6.03.2017.