

# Механізація, електрифікація

УДК 631.3.06.001.66

© 2017

*В.М. Булгаков,*  
академік НААН,  
доктор технічних наук

Національний  
університет біоресурсів  
і природокористування  
України

*В.В. Адамчук,*  
академік НААН,  
доктор технічних наук

*Є.А. Петриченко*  
Національний науковий  
центр «Інститут  
механізації та  
електрифікації сільського  
господарства»

*В.Т. Надикто,*  
член-кореспондент НААН,  
доктор технічних наук

*В.П. Кувачов,*  
кандидат технічних наук  
Таврійський державний  
агротехнологічний  
університет

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ КОМБІНОВАНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

**Мета.** Підвищення ефективності функціонування удобрювально-посівного агрегату у поздовжньо-горизонтальній площині шляхом обґрунтування його схеми та конструктивно-технологічних параметрів.

**Методи.** Використано основні положення теоретичної механіки, статистичної динаміки, теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем і теорії трактора, складення програм і розрахунків на ПК.

**Результати.** Розроблено нові математичні моделі функціонування удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату у поздовжньо-горизонтальній площині, застосування яких дає змогу обґрунтувати його конструктивні та кінематичні параметри.

**Висновки.** Для забезпечення кращої керованості руху удобрювально-посівного агрегату перевагу слід віддавати більшим значенням відстані від точок причепу тукової і зернової сівалок до центрів їх мас та довжини сниці тукової і зернової сівалок. При цьому межею збільшення довжини сниці тукової сівалки є таке його значення, яке зумовлюватиме безаварійну поворотність комбінованого агрегату.

**Ключові слова:** комбінований агрегат, удобрювально-посівний агрегат, диференційні рівняння, рішення на ПК.

**Актуальність питання.** Проблема підвищення ефективності використання основної норми мінеральних добрив під час сівби зернових та інших сільськогосподарських культур була і залишається однією

з найбільш актуальних [1]. Дослідженнями встановлено, що внесення мінеральних добрив одночасно з сівою зернових та інших сільськогосподарських культур, коли стартові норми добрив вносяться на рівні

ложа для насіння, а основна норма добрив вноситься нижче рівня загортання насіння зі зміщенням у горизонтальній площині і дає можливість досягти економії добрив на 30–45% [1, 2].

Отже, суміщення операції сівби зернових та інших сільськогосподарських культур з основним удобренням ґрунту є ресурсоощадним заходом. У зв'язку з цим виникає необхідність розробки та дослідження такого комбінованого машинно-тракторного агрегату, який би давав можливість висівати і одночасно вносити мінеральні добрива відразу стартовими і основними дозами. Причому, його конструктивно-технологічне виконання має забезпечувати підвищення техніко-економічних показників роботи. Практичне розв'язання саме такого завдання і зумовлює актуальність цієї роботи.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Важливі науково-практичні завдання сівби та удобрення зернових культур можна розв'язати розробкою та застосуванням комбінованих машинно-тракторних агрегатів, побудованих за модульним принципом і які дають істотні переваги щодо їх використання у виробничих умовах [3–7]. Визначальний вклад в теорію та практику цього питання внесли П.М. Василенко, Л.В. Погорілий, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, В.Г. Євтенко, В.І. Кравчук, В.І. Недовесов, А.Т. Лебедев, В.Ф. Пашенко, В.Б. Самородов, В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, В.П. Кувачов, J. Wong, J. Tullberg, R. Williford та ін. вчені.

Розроблені ними теоретичні залежності і одержані практичні результати не можна використати для обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату. *По-перше* тому, що таке його конструктивне виконання не розглядалося у дослідженнях та не мало місця в експлуатації техніки. *По-друге*, аналізована вченими динаміка плоско-паралельного руху причіпних, навісних і самохідних машинно-тракторних агрегатів не враховує специфіки агрегування задньопрічепних машин і знарядь, а тому не може бути використана для вирішення цієї проблеми. В результаті це не дає можливості досягти істотного підвищення техніко-економічних показників роботи удобрювально-посівного агрегату.

Але при цьому наголошується [7], що основним видом руху сільськогосподарських машин є їх плоско-паралельний рух, оскільки саме цей вид руху визначає агротехнічні та експлуатаційно-технічні показники, а також продуктивність роботи. Пошуки науково обґрунтованого рішення, направлено на усунення вказаних недоліків, і склали основу цього дослідження.

**Мета досліджень** — підвищення ефективності функціонування удобрювально-посівного агрегату у поздовжньо-горизонтальній площині шляхом обґрунтування його схеми та конструктивно-технологічних параметрів.

**Методика досліджень.** В основу теоретичних досліджень покладено основні принципи теоретичної механіки, теорії трактора, статистичної динаміки і теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем при відтворенні ними статистично випадкових збурювальних вхідних впливів. В основу аналізу оцінки впливу схеми і параметрів удобрювально-посівного агрегату на динаміку його руху у поздовжньо-горизонтальній площині покладено амплітудні й фазові частотні характеристики зі складанням програм числових розрахунків на ПК.

**Результати досліджень.** Для розв'язання поставлених завдань розроблено схему комбінованого машинно-тракторного агрегату для внутрішньоґрунтового комплексного мінерального удобрення ґрунту з одночасною сівбою різних зернових культур (рис. 1).

Еквівалентна схема (рис. 1) удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату, як динамічної системи, має шість ступенів вільності, тому і диференціальні рівняння руху динамічної системи опишемо 6-ма незалежними узагальненими координатами:  $x_1, y_1, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ , де  $x_1, y_1$  — координати центра мас агрегатованого трактора;  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$  — відповідно кути, утворені поздовжніми осями ланок механічної системи з віссю  $Ox$ ;  $m_i (i = \overline{1,4})$  — маси ланок механічної системи;  $C_i(x_i, y_i)$  — центр мас  $i$ -ї ланки системи, ( $i = \overline{1,4}$ );  $a_i$  — відстані від центра мас ланки до її переднього шарніра;  $l_i$  — відстані між двома сусідніми осями шарнірів.

Установити взаємозалежність конструктивно-технологічних параметрів комбінованого удобрювально-посівного агрегату

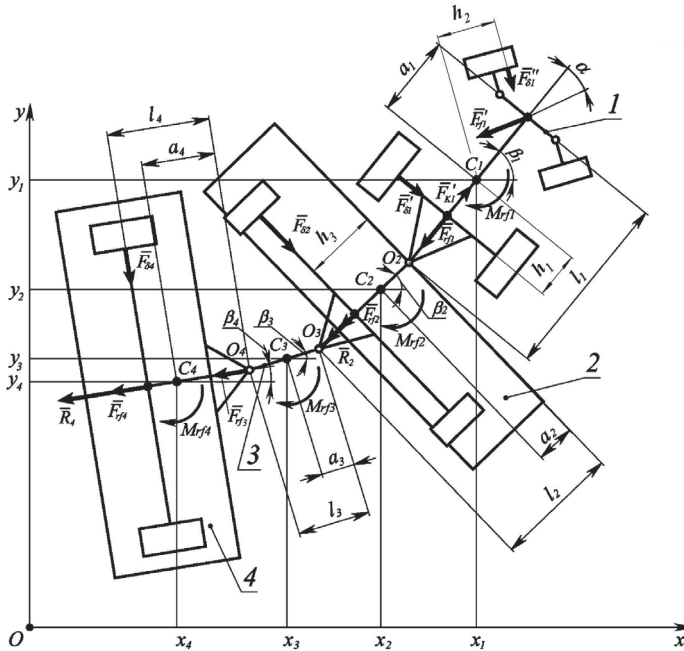


Рис. 1. Еквівалентна схема комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату: 1 – трактор; 2 – удобрювальний агрегат; 3 – причіпний пристрій; 4 – посівний агрегат

зі стійкістю його руху можна, використовуючи вихідні рівняння у формі Лагранжа 2-го роду такого виду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s (s = \overline{1,6}), \quad (1)$$

де  $T$  — кінетична енергія механічної системи;  $q_s$  — узагальнена координата;  $s$  — номер узагальненої координати;  $Q_s$  — узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті  $q_s$ .

Після визначення кінетичної енергії, її частинних похідних за відповідними узагальненими координатами та узагальнених сил для кожної ланки маємо систему диференціальних рівнянь, яка описує рух комбінованого удобрювально-посівного агрегату у горизонтальній площині:

$$\begin{aligned} (F'_{\delta 1} - F_{\delta 2})\beta_1 - F_{\delta 2}\beta_2 - F_{\delta 4}\beta_4 &= F_{k1} - F'_{r11} - \\ - F_{\delta 2}\alpha - F_{r11} - F_{r12} - R_2 - F_{r13} - F_{r14} - R_4; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3 + m_4)\ddot{y}_1 - \\ - (m_2 + m_3 + m_4)(l_1 - a_1)\ddot{\beta}_1 - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - (m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2)\ddot{\beta}_2 - \\ - (m_3 a_3 + m_4 l_3)\ddot{\beta}_3 - m_4 a_4 \ddot{\beta}_4 - \\ - (F'_{k1} - F'_{r11} - F_{r11})\beta_1 + (F_{r12} + R_2)\beta_2 + \\ + F_{r13}\beta_3 + (F_{r14} + R_4)\beta_4 = \\ = -F'_{\delta 1} + F'_{r11}\alpha - F'_{\delta 2} - F_{\delta 2} - F_{\delta 4}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} - (m_2 + m_3 + m_4)(l_1 - a_1)\ddot{y}_1 + \\ + \left[ I_1 + m_2(l_1 - a_1)^2 + m_3(l_1 - a_1)^2 + \right. \\ \left. + m_4(l_1 - a_1)^2 + 2I_{k1} \left( \frac{d_1}{r_{k1}} \right)^2 \right. \\ \left. + \frac{2I'_{k1}(d_0 + d_1)[(d_0 + d_1) + a_1\alpha]}{(r'_{k1})^2} \right] \ddot{\beta}_1 + \\ + [m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2](l_1 - a_1)\ddot{\beta}_2 + \\ + (m_3 a_3 + m_4 l_3)(l_1 - a_1)\ddot{\beta}_3 + m_4(l_1 - a_1)a_4\ddot{\beta}_4 - \\ - (-F_{r12} - R_2 - F_{r13} - F_{r14} - R_4)(l_1 - a_1)\beta_1 - \\ - (F_{r12} + R_2)(l_1 - a_1)\beta_2 - F_{r13}(l_1 - a_1)\beta_3 - \end{aligned}$$

$$-(F_{\pi 4} + R_4)(l_1 - a_1)\beta_4 = \\ = M_{C1} + (F_{\delta 2} + F_{\delta 4})(l_1 - a_1); \quad (4)$$

$$-(m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2)\ddot{y}_1 + \\ + (m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2)(l_1 - a_1)\ddot{\beta}_1 + \\ + \left[ I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2 + m_4 l_2^2 + \frac{I_{k2}}{r_{k2}^2} (d_{l_2}^2 + d_{r_2}^2) \right] \ddot{\beta}_2 + \\ + (m_3 l_2 a_3 + m_4 l_2 l_3)\ddot{\beta}_3 + m_4 l_2 a_4 \ddot{\beta}_4 - \\ - (F_{\pi 3} l_2 - F_{\pi 4} l_2 - R_4 l_2)\beta_2 - F_{\pi 3} l_2 \beta_3 - \\ - (F_{\pi 4} l_2 + R_4 l_2)\beta_4 = M_{O2} + F_{\delta 4} l_2; \quad (5)$$

$$-(m_3 a_3 + m_4 l_3)\ddot{y}_1 + \\ + (m_3 a_3 + m_4 l_3)(l_1 - a_1)\ddot{\beta}_1 + \\ + (m_3 a_3 l_2 + m_4 l_3 l_2)\ddot{\beta}_2 + \\ + \left[ I_3 + m_4 l_3^2 + \frac{I_{k3}}{r_{k3}^2} (d_{l_3}^2 + d_{r_3}^2) \right] \ddot{\beta}_3 + \\ + m_4 l_3 a_4 \ddot{\beta}_4 - (-F_{\pi 4} l_3 - R_4 l_3)\beta_3 - \\ - (F_{\pi 4} l_3 + R_4 l_3)\beta_4 = M_{O3} + F_{\delta 4} l_3; \quad (6)$$

$$-m_4 a_4 \ddot{y}_1 + m_4 a_4 (l_1 - a_1)\ddot{\beta}_1 + \\ + m_4 a_4 l_2 \ddot{\beta}_2 + m_4 a_4 l_3 \ddot{\beta}_3 + \\ + \left[ I_4 + m_4 a_4^2 + \frac{I_{k4}}{r_{k4}^2} (d_{l_4}^2 + d_{r_4}^2) \right] \ddot{\beta}_4 = M_{O4}. \quad (7)$$

Рівняння (2) цієї системи описує рух агрегатованого колісного трактора вздовж осі  $Ox$ ; рівняння (3) — рух агрегатованого трактора вздовж осі  $Oy$ ; рівняння (4) — поворот трактора навколо його центра мас; рівняння (5) описує поворот першого удобрювального агрегату; рівняння (6) — зчіпки; рівняння (7) — посівного агрегату.

При малих кутах  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$  малими будуть також і швидкості  $\dot{\beta}_1, \dot{\beta}_2, \dot{\beta}_3, \dot{\beta}_4$  та досить малими — добутки  $\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2, \beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2, \beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2, \beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2$ . Тому членами рівнянь (3–7), що містять зазначені добутки, а також масою третьої ланки удобрювально-посівного агрегату через відносно мале значення можна знехтувати.

Внаслідок лінеаризації отриманої системи диференціальних рівнянь плоско-паралельного руху комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату

його розрахункова математична модель матиме такий вигляд:

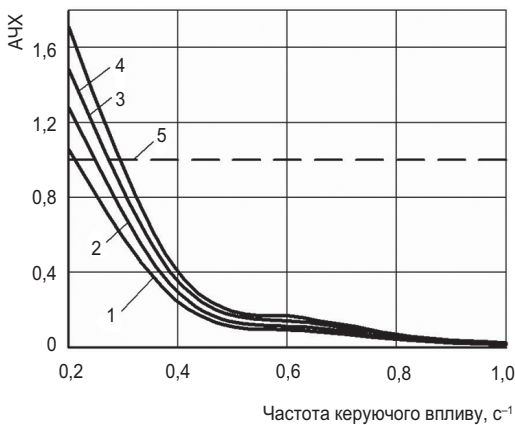
$$\left. \begin{aligned} K_{21} \cdot y_1(p) + K_{22} \cdot \beta_1(p) + K_{23} \cdot \beta_2(p) + \\ + K_{25} \cdot \beta_4(p) = K \cdot \alpha(p) + K_1 \cdot 1(p), \\ K_{31} \cdot y_1(p) + K_{32} \cdot \beta_1(p) + K_{33} \cdot \beta_2(p) + \\ + K_{35} \cdot \beta_4(p) = B_3 \cdot 1(p), \\ K_{41} \cdot y_1(p) + K_{42} \cdot \beta_1(p) + K_{43} \cdot \beta_2(p) + \\ + K_{45} \cdot \beta_4(p) = B_4 \cdot 1(p), \\ K_{61} \cdot y_1(p) + K_{62} \cdot \beta_1(p) + K_{63} \cdot \beta_2(p) + \\ + K_{65} \cdot \beta_4(p) = B_6 \cdot 1(p), \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де  $p = \frac{d}{dt}$  — оператор комплексної перемінної;  $K_{ij}$  — коефіцієнти, що відображають конструктивно-технологічні та інші параметри кожної  $i$ -ї ланки цієї динамічної системи.

Аналіз керованості руху досліджуваного комбінованого машинно-тракторного агрегату здійснимо за загальновідомою методикою теорії автоматичного регулювання динамічних систем [8] шляхом побудови відповідних амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) і фазово-частотних характеристик (ФЧХ) за відпрацювання удобрювально-посівним агрегатом керуючого впливу, яким є кут повороту передніх коліс  $\alpha$  агрегатованого трактора. Перші із них характеризують ступінь підсилення динамічною системою вхідного сигналу, а другі — величину запізнення її реакції на цей сигнал.

У процесі теоретичних досліджень розглядали такі параметри удобрювально-посівного агрегату: коефіцієнт опору коченню  $f$  ходової системи агрегатованого трактора, а також тукової та зернової сівалок;  $a_2, a_4$  — відстані від точок причепа тукової і зернової сівалок до центрів їх мас;  $l_2, l_4$  — довжини сниць тукової та зернової сівалок.

Аналіз динамічної системи показав, що запізнення її реакції на керуючий вплив є постійним і рівним —  $180^\circ$  або  $3,14$  рад. Такий перебіг фази відпрацювання керуючого впливу властивий консервативним динамічним системам з практично відсутніми дисипативними процесами.



**Рис. 2.** Амплітудно-частотні характеристики відтворення динамічною системою керуючого впливу за різним значенням коефіцієнта опору коченню: 1 – 0,10; 2 – 0,12; 3 – 0,14; 4 – 0,16; 5 – бажана (ідеальна) амплітудно-частотна характеристика

Аналіз одержаних амплітудно-частотних характеристик показав, що за однієї і тієї ж частоти коливань керуючого впливу коефіцієнт його підсилення динамічною системою тим більший, чим більшим є коефіцієнт опору коченню  $f$  (рис. 2).

Залежно від агротехнічного фону, частота коливань керуючого впливу має змінюватися в межах  $0,210-0,295 \text{ c}^{-1}$ , за якої дійсна амплітудно-частотна характеристика відповідає ідеальній.

Аналіз результатів математичного моделювання показує, що збільшення параметра  $a_2$  з 1,15 до 3,15 м на частотах коливань керуючого впливу  $\omega < 0,24 \text{ c}^{-1}$  є бажаним, а на частотах  $\omega \geq 0,3 \text{ c}^{-1}$  — параметр  $a_2$  небажано зменшує дійсні амплітудно-частотні характеристики (рис. 3).

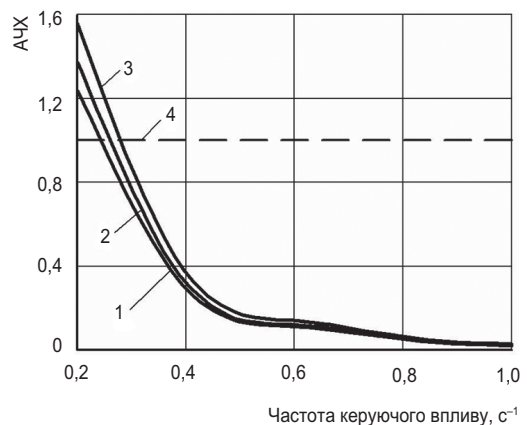
Так, за  $\omega = 0,2 \text{ c}^{-1}$  при  $a_2 = 3,15 \text{ м}$  амплітудно-частотна характеристика відпрацювання динамічною системою керуючого впливу становить 1,58 (крива 1, рис. 3). Це означає, що курсовий кут  $\beta_1$  агрегатованого трактора цього комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату (див. рис. 1) по відношенню до кута повороту  $\alpha$  його керованих коліс змінюватиметься з підсиленням у 1,58 раза. Отже, зі зменшенням параметра  $a_2$  до 1,15 м вказане небажане перерегулювання буде більшим, ніж удвічі,

оскільки амплітудно-частотна характеристика досліджуваної системи при цьому опуститься до позначки 1,23 (крива 3, рис. 3).

За установлення частоти коливань повороту керованих коліс енергетичного засобу на рівні  $\omega = 0,3 \text{ c}^{-1}$  амплітудно-частотна характеристика відпрацювання удобрювально-посівним агрегатом керуючого впливу при  $a_2 = 1,15 \text{ м}$  взагалі є ідеальною, тобто дорівнює 1 (крива 1, рис. 3). Збільшення розглядуваного конструктивного параметра  $a_2$  до 3,15 м на цій самій частоті  $\omega$  зменшує амплітудно-частотну характеристику до позначки 0,7 (крива 3, рис. 3). У цьому випадку динамічна система відтворює керуючий вплив із недорегулюванням на 30%, що є фактом небажаним.

І лише в діапазоні частот коливань кута  $\alpha$  повороту керованих коліс трактора  $\omega$  від  $0,24 \text{ c}^{-1}$  до  $0,30 \text{ c}^{-1}$  (див. рис. 3) можна підібрати таке значення конструктивного параметра  $a_2$ , яке сприятиме практично ідеальній керованості руху даного комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату.

Такий висновок можна зробити і стосовно вибору конструктивного параметра  $l_2$ . Відміна лише в тому, що частотний діапазон коливань керуючого впливу, у якому дійсні амплітудно-частотні характеристики



**Рис. 3.** Амплітудно-частотні характеристики відтворення динамічною системою керуючого впливу за різним значенням конструктивного параметра  $a_2$ : 1 – 1,15 м; 2 – 2,15 м; 3 – 3,15 м; 4 – бажана (ідеальна) амплітудно-частотна характеристика

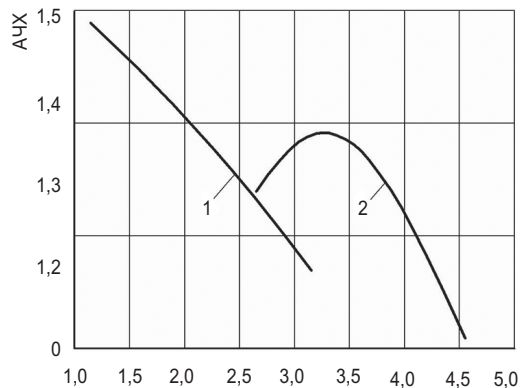
розглядуваної динамічної системи (тобто розглядуваного комбінованого машинно-тракторного агрегату) відповідають ідеальним, є дещо вужчим  $0,23-0,26 \text{ с}^{-1}$ .

Якщо збільшення конструктивного параметра  $a_2$  зумовлює однозначну зміну відповідних амплітудно-частотних характеристик динамічної системи, то така ж зміна параметра  $l_2$  — ні. За частоти  $\omega=0,2 \text{ с}^{-1}$ , наприклад, амплітудно-частотна характеристика  $f(a_2)$  є від'ємнокорельованою і майже лінійною (крива 1, рис. 4).

Водночас, функція  $f(l_2)$  амплітудно-частотної характеристики на частоті  $\omega=0,2 \text{ с}^{-1}$  є криволінійною і певною мірою наближеною до параболічної (крива 2, рис. 4). Такий характер залежності амплітудно-частотної характеристики від параметра  $l_2$  зберігається за збільшення частоти коливань кута повороту керованих коліс трактора.

Характер зміни кривої 2 (рис. 4) вказує на те, що при виборі параметра  $l_2$  перевагу слід віддавати його більшим значенням. У цьому випадку значення дійсної амплітудно-частотної характеристики динамічної системи є більш близьким до 1.

Водночас, збільшення параметра  $l_2$  зумовлює поворот зернової сівалки 4 відносно тукової сівалки 2 (рис. 1) без їх зіткнення під час руху комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату



Довжина конструктивних параметрів, м

**Рис. 4.** Амплітудно-частотні характеристики відтворення динамічною системою керуючого впливу частоти  $0,2 \text{ с}^{-1}$  за різного значення конструктивних параметрів  $a_2$  (1) і  $l_2$  (2)

на поворотній смузі. У підсумку це означає, що межею збільшення параметра  $l_2$  є таке його значення, яке зумовлюватиме безаварійну поворотність комбінованого агрегату.

Аналіз результатів моделювання керованого руху комбінованого удобрювально-посівного агрегату в горизонтальній площині показує, що вплив на цей процес конструктивних параметрів  $a_4$  і  $l_4$  (рис. 1), як і параметрів  $a_2$  і  $l_2$ , якісно і кількісно є аналогічним.

## Висновки

Установлено, що динамічна система комбінованого удобрювально-посівного агрегату є консервативною з практично відсутніми дисипативними процесами. З позиції стійкого руху розроблена математична модель його функціонування у поздовжньо-горизонтальній площині дає змогу обґрунтувати конструктивні і кінематичні параметри.

Залежно від поверхні оброблюваного поля відпрацювання динамічною системою комбінованого удобрювально-посівного агрегату коливань кута повороту керованих коліс агрегатованого трактора здійснюється бажано без підсилення в частотному діапазоні  $0,210-0,295 \text{ с}^{-1}$ . При цьому більші його значення характерні для роботи агрегату на більш розпушеному ґрунті, а менші — на більш твердому.

На частотах коливань кута повороту керованих коліс агрегатованого трактора менших за  $0,24 \text{ с}^{-1}$  бажано збільшення відстані від точок причепа тукової і зернової сівалок до центрів їх мас з  $1,15$  до  $3,15$  м, а на частотах більших за  $0,3 \text{ с}^{-1}$  небажано, оскільки динамічна система відтворює керуючий вплив із недорегулюванням.

Такий висновок можна зробити і стосовно вибору довжини сніці тукової і зернової сівалок. Відміна полягає у тому, що бажаний частотний діапазон коливань кута повороту керованих коліс агрегатованого трактора є дещо вужчим  $0,23-0,26 \text{ с}^{-1}$ . При цьому межею збільшення довжини сніці тукової сівалки є таке його значення, яке зумовлюватиме безаварійну поворотність комбінованого агрегату.

**Бібліографія**

1. *Присяжнюк М.В.* Особливості проведення весняно-польових робіт в зоні степу в 2012 році/М.В. Присяжнюк та ін. — Дніпропетровськ: ДУ ІСГСЗ НААН України, 2012. — 111 с.
2. *Лихочвор В.* Система удобрення озимієї пшениці/В. Лихочвор//Агробізнес сьогодні. — 2014. — № 7(278). — С. 24–57.
3. *Перспективы использования комбинированных машинно-тракторных агрегатов*/В. Кюрчев и др.//Научни известия. — Варна (Болгария), 2013. — Т. XXI. Вып. 5 (142). — С. 104–108.
4. *Герук С.Н.* Анализ конструкций агрегатов для предпосевной обработки почвы и посева/С.Н. Герук, Е.А. Петриченко//Материалы Междунар. науч.-техн. конф. «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве» (Минск, 22–23 октября 2014 г.). Т. 2. — Минск, НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2014. — С. 147–152.
5. *Wong J.* Theory of ground vehicles/J. Wong. — 3rd ed. — John Wiley & Sons, Inc., 2001. — 558 p.
6. *Dubrovin V.* Maszyny z regulowana jakoscia wykonywania procesow technologicznych w produkcji roslinnej/V. Dubrovin, V. Myronenko//Materialach XI Miedzynarodowe Symposjum «Ekologiczne aspekty mechanizacji produkcji roslinnej». — Warszawa, 2005. — С. 206–209.
7. *Василенко П.М.* Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий/П.М. Василенко//Сб. тр. по земледельческой механике. — 1954. — Т. II. — С. 202–211.
8. *Солодовников В.В.* Основы теории и элементов систем автоматического регулирования: учеб. пособ. для вузов/В.В. Солодовников, В.Н. Плотников, А.В. Яковлев. — М.: Машиностроение, 1985. — 536 с.
9. *Булгаков В.М.* Теория движения льноуборочных комбайнов: моногр./В.М. Булгаков, А.Ю. Горбовой. — Львов: Изд-во ЛвЦНТИ, 2007. — 115 с.
10. *Тракторы.* Теория/В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
11. *Тимофеев А.И.* Анализ энергетического режима работы тракторного агрегата при разгоне/А.И. Тимофеев; под ред. В.А. Желиговского//ВАСХНИЛ. Земледельческая механика. Т. V: сб. тр. — М.: Машиностроение, 1965. — С. 391–405.
12. *Василенко П.М.* Уравнение движения самоходных машинных агрегатов при трогании с места и разгоне/П.М. Василенко, В.Г. Кузьминский; под ред. В.А. Желиговского//ВАСХНИЛ. Земледельческая механика. Т. V: сб. тр. — М.: Машиностроение, 1965. — С. 28–43.
13. *Кутьков Г.М.* Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства/Г.М. Кутьков. — М.: Колос, 2004. — 504 с.
14. *Надыкто В.Т.* Основы агрегатирования модульных энергетических средств: моногр./В.Т. Надыкто. — Мелитополь: КП «ММД», 2003. — 240 с.

Надійшла 24.04.2017.