



Механізація, електрифікація

УДК 621.01:[631.372+
631.331]

© 2023

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АСИМЕТРИЧНОГО ПОСІВНОГО МАШИННО- ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

В.В. Адамчук¹, В.М. Булгаков²,
В.Т. Надикто³, О.М. Троханяк⁴, Т.С. Чорна⁵

^{1,2}доктори технічних наук, професори, академіки НААН

³доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН

^{4,5}кандидати технічних наук, доценти

¹Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва
Національної академії аграрних наук України

вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха Фастівського р-ну Київської обл., 08631, Україна

^{2,4}Національний університет біоресурсів і природокористування України
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

^{3,5}Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного
пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь Запорізької обл., 72312, Україна

e-mail: ¹vvadamchuk@gmail.com, ²vbulgakov@meta.ua,

³volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ⁴klendii_o@ukr.net, ⁵tatachorna@gmail.com

ORCID: ¹0000-0003-0358-7946, ²0000-0003-3445-3721,

³0000-0002-1770-8297, ⁴0000-0002-4671-5824, ⁵0000-0003-1304-0004

Надійшла 02.11.2023

Мета. Оцінити вплив асиметричного приєднання просапної сівалки до трактора на стійкість руху посівного агрегату у горизонтальній площині. **Методи.** Теоретичні дослідження проведено з використанням методів теоретичної механіки, вищої математики і теорії автоматичного керування динамічних систем. Числові розрахунки та побудову графічних залежностей виконано на ПК із використанням програмного середовища Mathcad 15.0. **Результати.** Практично всі існуючі машинно-тракторні агрегати для сівби просапних культур (кукурудза, соняшник, соя та ін.) є симетричними. Це зумовлено тим, що кожна просапна сівалка має парну кількість висівних секцій, а відношення величини колії трактора до ширини міжрядь просапної культури — ціле парне число (назвемо його k). Викладено результати досліджень посівного агрегату, в якого за парної кількості висівних секцій сівалки число k дорівнює 3, тобто є непарним. У такому асиметричному агрегаті сівалка зміщена у поперечному напрямку від осі симетрії трактора на половину ширини міжряддя, що становить 700 мм. На практиці таке зміщення сівалки здійснене її навішуванням на трактор із використанням спеціально сконструйованого перехідного пристрою. **Висновки.** За допомогою математичного моделювання

руху посівного машинно-тракторного агрегату у горизонтальній площині показано, що правостороннє поперечне зміщення сівалки на 350 мм формує постійно діючий розвертальний момент. Але він менше впливає на стійкість руху посівного агрегату, ніж аналогічний момент, що створюється маркером. Розрахунки показали, що збільшення значень коефіцієнтів опору уводу шин коліс трактора, якого можна досягти за рахунок відповідного збільшення тиску повітря в них, сприяє бажаному зниженню амплітудно-частотних характеристик відпрацювання посівним агрегатом розвертального збурювального моменту. Більший ефект таке рішення створює по відношенню до шин задніх коліс трактора.

Ключові слова: агрегат, просапна сівалка, математична модель, передаточна функція, амплітудно-частотна характеристика, фазово-частотна характеристика.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovysnyk202305-08>

Будь-який із сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів складається із двох частин: енергетичної та технологічної. До першої належить носій енергії — трактор, а до другої — приєднані до нього одна або кілька машин, що виконують ті чи інші технологічні операції. Своєю чергою, з'єднання енергетичної та технологічної частин сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату може бути симетричним або асиметричним. Слід зазначити, що динаміку руху симетричних агрегатів вивчено досить детально [1–5].

До асиметричних належать такі машинно-тракторні агрегати, в яких умовний центр опору технологічної частини розміщується поза площиною, що проходить через поздовжню вісь симетрії трактора. Найчастіше центр розміщується правіше від цієї осі. Відбувається це у двох випадках.

Перший випадок можливий, коли ширина захвату технологічної частини машинно-тракторного агрегату є меншою за ширину ходової системи трактора. Класичним прикладом такого агрегату може слугувати майже кожний з орних, у яких центр опору плуга зміщений вправо (якщо дивитися ззаду) щодо осі симетрії трактора. За певних умов аналогічне зміщення може бути здійснене вліво. Щоправда, таке конструктивне рішення, як показали результати експериментальних досліджень, зумовлює не збільшення, а, навпаки, зменшення тягового опору плуга і питомих витрат пального [6, 7].

Другий випадок поперечного зміщення центру опору технологічної частини

машинно-тракторного агрегату відносно поздовжньої осі трактора можливий за умови, що його колеса/гусениці не вписуються у міжряддя вирощуваних культур. Аналітично це можна подати так:

$$B_r - 2\Delta < B_k, \quad (1)$$

де B_r , Δ — ширина міжряддя та ширина захисної зони рядка вирощуваної культури відповідно, м; B_k — ширина пневматичної шини колеса/гусениці трактора, м. Для культур, які вирощуються без захисної зони, $\Delta = 0$.

За наявності обмеження (1) трактор змушений переміщатися поза зоною рядків вирощуваної культури. Зазвичай він розміщується ліворуч. Як наслідок, машина створює розвертальний момент, що намагається повернути трактор у горизонтальній площині за напрямком руху годинникової стрілки. У відповідь тракторист змушений постійно здійснювати вплив на кермо трактора для відновлення та підтримки ним заданого напрямку руху.

Особливе місце серед багатьох агрегатів займають ті, що використовуються для посіву та механічного обробітку міжрядь просапних культур — кукурудзи, соняшнику, сої та ін. Це зумовлено підвищеними агротехнічними вимогами щодо прямолінійності руху таких машинно-тракторних агрегатів. В Україні прямолінійність посівів більшості просапних культур вважається задовільною, якщо дисперсія коливань їх рядків не перевищує $D_{\text{lim}} = 12,50 \text{ см}^2$, а частота зрізу нормованої спектральної щільності цих коливань ω_{lim} становить не більш ніж $0,25 \text{ м}^{-1}$ [8].

Нагадаємо, що частота зрізу нормованої спектральної щільності того чи іншого коливального процесу ω_c визначає ту межу діапазону частот $0 - \omega_c$, у якому зосереджено не менш як 95% дисперсії коливань досліджуваного параметра.

Дотепер усі просапні сільськогосподарські машинно-тракторні агрегати використовували і нині використовують у симетричному варіанті [9, 10]. Це пояснюється тим, що кожна просапна сівалка має парне число висівних секцій. Трактори, що застосовуються при цьому, обладнані ходовою системою, для якої виконуються дві умови:

$$B_r - 2\Delta \geq B_k, \quad (2)$$

$$k = \frac{B_t}{B_r} = \text{парне ціле}, \quad (3)$$

де B_t — ширина колії трактора, м.

Проблема, пов'язана з невиконанням умови (2), може бути розв'язана за допомогою обладнання трактора (якщо це технічно можливо) вузькими шинами. З метою зниження ущільнення ґрунту вони можуть бути спарені із застосуванням спеціальних проставок.

Одночасне недотримання умов (2) та (3) — складніша проблема. Та все ж можливі два варіанти її розв'язання. Перший полягає у застосуванні ширших, але обов'язково подвоєних пневматичних шин зі зниженим тиском повітря у них. Це може приводити до такого зниження ущільнення ґрунту, яке практично не впливає на якість висіву насіння тими секціями просапної сівалки, які переміщуються в зоні слідів коліс трактора [8].

Суть другого варіанта розв'язання проблеми можна показати на прикладі трактора ХТЗ-16131, який потенційно агрегується з 12-рядною просапною сівалкою з шириною захвату 8,4 м. Зазначений трактор має колію шириною $B_t = 2100$ мм та обладнаний пневматичними шинами типорозміру 16.9R38. Оскільки ширина цих пневматичних шин $B_k = 430$ мм, то вони, згідно з умовою (2), вписуються у міжряддя $B_r = 700$ мм з шириною захисної зони $\Delta = 130$ мм.

Водночас умова (3) для цього трактора не виконується, оскільки $k = 2100 \cdot 700^{-1} = 3$. Якщо до нього симетрично приєднати просапну сівалку, дві її посівні секції будуть висівати насіння в ущільнений відносно

вузькими колесами трактора ґрунт з усіма негативними наслідками, що звідси випливають.

Вихід із цього становища полягає у поперечному зміщенні просапної сівалки відносно осі симетрії колісного трактора на величину, що дорівнює половині ширини міжряддя. У нашому випадку — на відстань $B_r \cdot 2^{-1} = 350$ мм.

На практиці це досягається завдяки навішуванню сівалки на трактор через спеціальний з'єднувальний брус. Посівні секції просапної сівалки після цього розташовуються поза слідами коліс трактора, але сам сільськогосподарський машинно-тракторний агрегат стає асиметричним з постійним ексцентриситетом, що дорівнює 350 мм. По суті, це те плече, через яке поздовжня складова тягового опору просапної сівалки створює розвертальний момент, що діє на колісний трактор у горизонтальній площині.

Ступінь впливу зазначеного розвертального моменту на стійкість руху посівного машинно-тракторного агрегату багато в чому залежить від його конструктивних параметрів. Але для їх науково обґрунтованого вибору потрібний відповідний аналітичний апарат. Ним може слугувати математична модель руху асиметричного просапного машинно-тракторного агрегату у горизонтальній площині. Цілком очевидно, що відомі подібні математичні моделі аналогічних сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів є непридатними, оскільки всі вони фактично складені для симетричних динамічних систем.

Мета досліджень — оцінити вплив асиметричного приєднання просапної сівалки до трактора на стійкість руху посівного агрегату в горизонтальній площині.

Матеріали та методи досліджень. Теоретичні дослідження проведено з використанням методів теоретичної механіки, вищої математики та теорії автоматичного керування динамічних систем. Числові розрахунки та побудову графічних залежностей виконано на ПК із застосуванням програмного середовища Mathcad 15.

Результати досліджень та їх обговорення. Для проведення теоретичних досліджень було побудовано еквівалентну схему посівного машинно-тракторного агрегату, де його

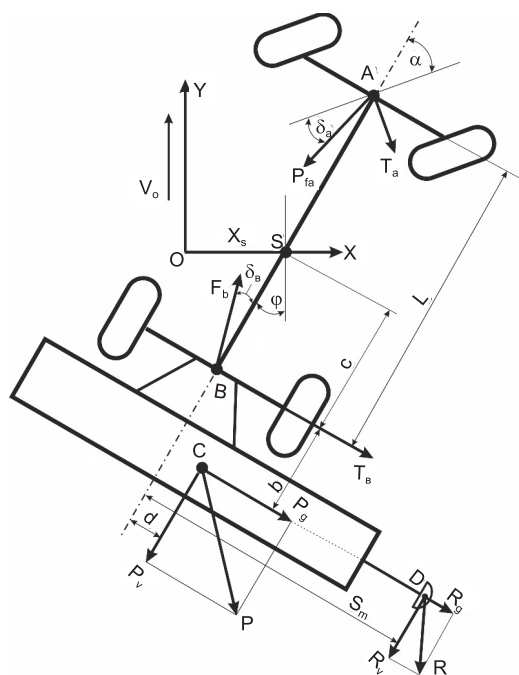


Рис. 1. Еквівалентна схема асиметричного посівного машинно-тракторного агрегату

рух розглядається у горизонтальній площині (рис. 1). При цьому зроблено припущення, що колісний трактор разом із задньонавісною сівалкою, відповідним чином реагуючи на зміну кута повороту його керованих коліс α , здійснює рівномірний поступальний рух у згаданій площині з установленою швидкістю V_o . У зазначеному посівному машинно-тракторному агрегаті сівалка зміщена вправо відносно поздовжньої осі симетрії трактора на відстань d . На таку саму величину зміщене положення точки C , де прикладені поздовжня P_v і поперечна P_g складові сумарного тягового опору P просапної сівалки.

Крім цієї сили на даний сільськогосподарський машинно-тракторний агрегат діють: сила опору коченню передніх керованих коліс трактора P_{fa} (кН); бічна сила T_a (кН), яка прикладена в точці A та формує кут вводу передніх коліс трактора δ_a (рад); сила тяги задніх ведучих коліс трактора F_b (кН); бічна сила T_b (кН), яка прикладена в точці B та формує кут вводу задніх коліс трактора δ_b (рад); поперечна R_g та поздовжня R_v складові тягового опору R маркера просапної

сівалки, розташованого на відстані S_m від її осі симетрії.

Під впливом зазначених зовнішніх сил розглядуваний посівний машинно-тракторний агрегат (колісний трактор разом із задньонавісною просапною сівалкою) повертається у рухомій системі координат YOX на кут φ , а його центр мас (точка S) зміщується у поперечному напрямку на величину, що визначається координатою X_s .

Природа аналітичного взаємозв'язку цих узагальнених координат є основою математичної моделі технологічного функціонування асиметричного посівного машинно-тракторного агрегату в горизонтальній площині проєкцій:

$$K_{11} \cdot X_s(p) + K_{12} \cdot \varphi(p) = f_{11} \cdot \alpha(p) + f_{12} \cdot 1(p);$$

$$K_{21} \cdot X_s(p) + K_{22} \cdot \varphi(p) = f_{21} \cdot \alpha(p) + f_{22} \cdot 1(p); \quad (4)$$

де $p = d/dt$ — оператор Лапласа;

$$K_{11} = A_{11} \cdot p^2 + A_{12} \cdot p;$$

$$K_{12} = A_{13} \cdot p + A_{14};$$

$$K_{21} = A_{24} \cdot p;$$

$$K_{22} = A_{21} \cdot p^2 + A_{22} \cdot p + A_{23};$$

$$A_{11} = M_a;$$

$$A_{12} = \frac{k_a + k_b + P_{fa} - F_b}{V_o};$$

$$A_{13} = \frac{(k_a + P_{fa})(L - c) + (F_b - k_b)c}{V_o};$$

$$A_{14} = -A_{12} \cdot V_o;$$

$$A_{21} = J_s;$$

$$A_{22} = \frac{(k_a + P_{fa})(L - c)^2 + (k_b - F_b)c^2}{V_o};$$

$$A_{23} = -A_{13} \cdot V_o;$$

$$A_{24} = A_{13};$$

$$f_{11} = k_a;$$

$$f_{12} = P_g + R_g;$$

$$f_{21} = k_a \cdot (L - c);$$

$$f_{22} = P_v \cdot d + R_v \cdot S_m - (P_g + R_g)(b + c).$$

Подана система рівнянь (4) в операторній формі описує залежність вихідних параметрів динамічної системи у вигляді координати X_s і кута φ від керуючого та збурювального впливів. Першим із них розглядається кут α повороту керованих коліс трактора (рис. 1). Збурювальний вплив формують сили, що входять у вираз для визначення коефіцієнта f_{12} ,

і розвертальні моменти, що входять у вираз для визначення коефіцієнта f_{22} .

Навіть якщо не було поперечного зміщення сівалки відносно трактора, то сили P_g і R_g , які входять у вираз для коефіцієнта f_{22} (див. рис. 1), за наявності кута φ так чи інакше створювали б розвертальний момент. Але діяли б вони на плечі $(b + c)$, яке ніяк не пов'язане зі зміщенням сівалки d . З цим параметром, як із плечем своєї дії, пов'язані сили P_v та R_v . Це дає право абстрагуватися від коефіцієнта f_{12} , а коефіцієнт f_{22} спростити до такого вигляду:

$$f_{22} = P_v \cdot d + R_v \cdot S_m. \quad (5)$$

З огляду на це передаточну функцію $W_f(p)$, що відображає вплив розвертального моменту на асиметричний посівний агрегат, можна подати як:

$$W_f(p) = \frac{f_{22} \cdot (A_{11} \cdot p + A_{12})}{B_2 \cdot p^2 + B_1 \cdot p + B_0}, \quad (6)$$

де $B_2 = A_{11} \cdot A_{21}$;

$$B_1 = A_{11} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{21};$$

$$B_0 = A_{11} \cdot A_{23} + A_{12} \cdot A_{22} - A_{13} \cdot A_{24};$$

$$f_{22} = P_v \cdot d + R_v \cdot S_m.$$

Скориставшись функцією (6), можна розрахувати амплітудні (АЧХ) і фазові (ФЧХ) частотні характеристики відпрацювання розглядуваної динамічної системою збурювального моменту у вигляді $P_v \cdot d + R_v \cdot S_m$. Аналіз одержаних при цьому АЧХ і ФЧХ дає можливість встановити характер впливу параметрів асиметричного посівного машинно-тракторного агрегату на стійкість його горизонтального руху. Вона вважається кращою за максимального наближення значень АЧХ до нуля, а значень ФЧХ — до нескінченності [11].

Як показують результати розрахунків, поперечне зміщення сівалки щодо осі симетрії трактора на 350 мм за відсутності маркера ($S_m = 0$) може створювати розвертальний момент, коливання якого в діапазоні частот $0-5 \text{ с}^{-1}$ характеризуються зниженням АЧХ посівного агрегату вдвічі: від $0,016$ до $0,008 \text{ рад} \cdot (\text{Н} \cdot \text{м})^{-1}$ (рис. 2, крива 2).

Розташування маркера сівалки з боку її зміщення викликає досить різку зміну АЧХ динамічної системи. У діапазоні частот $0-5 \text{ с}^{-1}$ її значення збільшується майже

у 2,4 раза (рис. 2, крива 1). Дуже цікавий момент спостерігається при розміщенні маркера сівалки на протилежній стороні від її зміщення. У цьому випадку сила його тягового опору R_v на плечі $S_m = -9,1 \text{ м}$ створює розвертальний момент, який діє у протилежний від напрямку руху годинникової стрілки бік. Завдяки цьому він протидіє моменту, що створюється силою P_v на плечі d . У підсумку результуючий розворотний момент зменшується на величину $(P_v \cdot d - R_v \cdot S_m)$.

Достовірність цього факту підтверджує відповідна амплітудно-частотна характеристика (рис. 2). Її значення (крива 3) майже в 2 рази менше (що є бажаним результатом), ніж за відсутності механічного маркера (крива 2), і практично в 5 разів менше порівняно з випадком його розташування по один бік із правостороннім поперечним зміщенням сівалки (крива 1).

Слід зазначити, що розташування маркера по інший бік від зміщення сівалки збільшує запізнення реакції посівного агрегату на збурювальний вплив (рис. 3), що є бажаним результатом. Із аналізу фазово-частотних характеристик випливає, що фазовий зсув реакції посівного агрегату

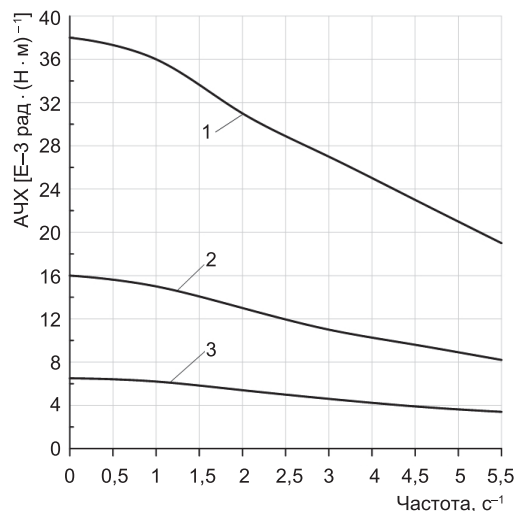


Рис. 2. АЧХ перетворення посівним агрегатом розвертального моменту за поперечного зміщення сівалки $d = 350 \text{ мм}$ та різного положення її маркера: 1 — $S_m = 8,75 \text{ м}$; 2 — $S_m = 0$; 3 — $S_m = -9,1 \text{ м}$

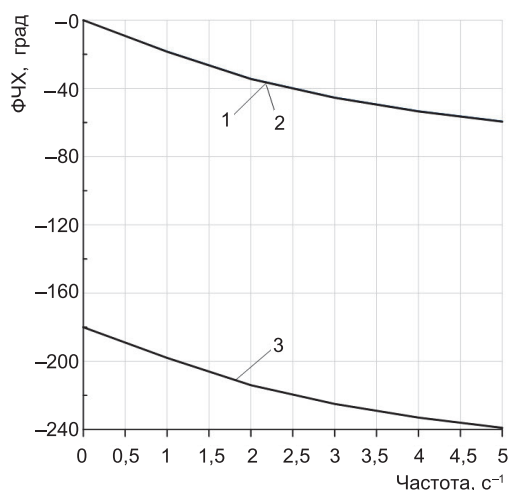


Рис. 3. ФЧХ перетворення посівним агрегатом моменту, що розвертає, за поперечного зміщення сівалки $d = 350$ мм та різного положення її маркера: 1 — $S_m = 8,75$ м; 2 — $S_m = 0$; 3 — $S_m = -9,1$ м

на розвертальний момент у цьому випадку досягає значень $180\text{--}240^\circ$ (крива 3). Це на 180° більше порівняно з іншими позиціями маркера, ФЧХ для яких практично однакові (криві 1 і 2).

Скориставшись даними математичного моделювання, можна оцінити роль правостороннього поперечного зміщення сівалки на 350 мм при створенні нею збурювального впливу у вигляді розвертального моменту. Аналіз отриманих АЧХ свідчить (рис. 4), що їх значення за асиметричної схеми посівного агрегату та відсутності маркерів (крива 2) на 23–25% менші, ніж за симетричного приєднання сівалки та наявності маркера (крива 1). Звідси однозначно можна зробити висновок, що вплив механічного маркера сівалки на відпрацювання посівним агрегатом розвертального моменту є більш значущим, ніж її поперечне зміщення відносно трактора на величину $d = 350$ мм. Але це твердження справедливе лише за відсутності маркера. В іншому випадку маємо такий стан динамічної системи, як показано на рис. 2.

За асиметричного приєднання сівалки до трактора і розташування її маркера в напрямку цієї асиметрії збільшення швидкості руху посівного агрегату теоретично підсилює дію розвертального моменту. Це однозначно

формує характер зміни відповідних АЧХ. Зі збільшенням значення V_0 від $2,0$ до $2,5$ м·с⁻¹ вони небажано зростають, що, найімовірніше, зумовлено дисипативною дією зростаючих при цьому інерційних властивостей машинно-тракторного агрегату.

Фазово-частотні характеристики відпрацювання асиметричним посівним агрегатом розвертального моменту зі зростанням його частоти змінюються аналогічно АЧХ, а саме: за збільшення швидкості поступального руху агрегату запізнення його реакції на збурювальний вплив небажано знижується. Інша справа, що у кількісному значенні це зниження є незначним. З урахуванням цього остаточно оцінювати ступінь впливу швидкості руху даного асиметричного посівного агрегату на його стійкість проти дії розвертального моменту доцільно у реальних польових умовах.

Серед параметрів математичної моделі (4), які впливають на характер відпрацювання динамічною системою збурювального впливу, є коефіцієнти опору уводу шин передніх і задніх коліс трактора — δ_a і δ_b відповідно. Визначальний вплив на їх значення створює тиск повітря у пневматичних шинах — p_a і p_b відповідно. Аналіз

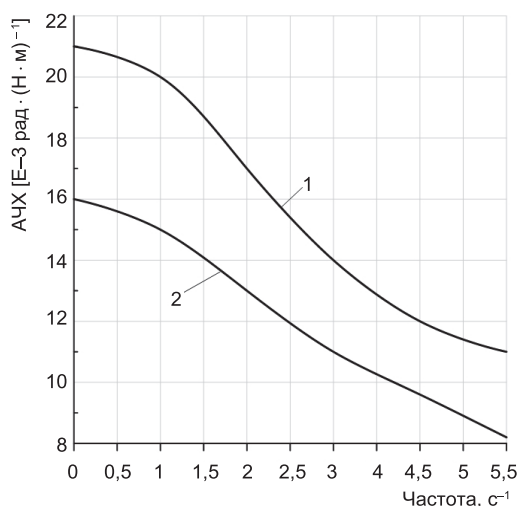


Рис. 4. АЧХ перетворення посівним агрегатом розвертального моменту за симетричного ($d = 0$) агрегування сівалки з механічним маркером (1) і за асиметричного агрегування ($d = 350$ мм) без маркера (2)

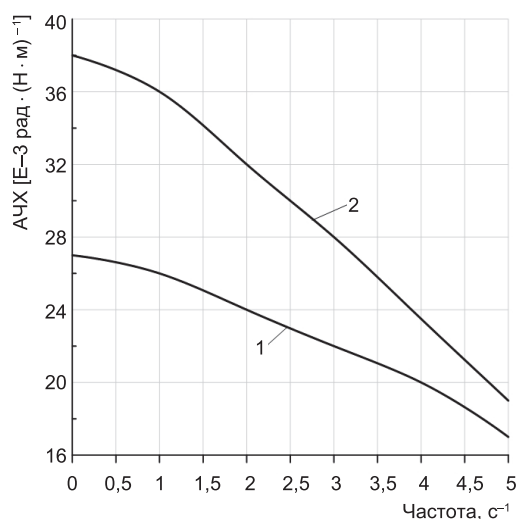


Рис. 5. АЧХ перетворення посівним агрегатом розвертального моменту за різних значень коефіцієнта опору уводу шин задніх коліс трактора: 1 — $\kappa_e = 160 \text{ кН} \cdot \text{рад}^{-1}$; 2 — $\kappa_e = 100 \text{ кН} \cdot \text{рад}^{-1}$

результатів математичного моделювання показав, що зміна значення коефіцієнта δ_a в межах $120\text{--}200 \text{ кН} \cdot \text{рад}^{-1}$ (це відповідає тиску в пневматичних шинах $p_a = 100\text{--}160 \text{ кПа}$) має незначний вплив на зміну як амплітудних, так і фазових частотних характеристик відпрацювання посівним агрегатом збурювального впливу. Більшою мірою цей вплив проявляється за зміни значень коефіцієнта уводу задніх шин колісного трактора δ_b (рис. 5).

Крім того, зі збільшенням зазначеного параметра до $160 \text{ кН} \cdot \text{рад}^{-1}$ (що зумовлено підвищенням тиску в шинах до $p_b = 160 \text{ кПа}$) значення АЧХ посівного агрегату (крива 1) бажано зменшуються на $10\text{--}29\%$ порівняно з аналогічною АЧХ (крива 2), отриманою за $\kappa_b = 100 \text{ кН} \cdot \text{рад}^{-1}$ та $p_b = 100 \text{ кПа}$. Логічність такого результату пояснюється самою природою коефіцієнта κ_b : чим більше його значення, тим вищий опір пневматичної шини колеса скручуванню у напрямку зміни курсового кута φ трактора (див. рис. 1).

Висновки

Розроблено математичну модель функціонування машинно-тракторного агрегату для посіву просапних культур сівалкою з механічними маркерами, приєднаною до трактора з поперечним зміщенням відносно його поздовжньої осі симетрії. Аналіз отриманих у результаті моделювання амплітудних і фазових частотних характеристик відпрацювання динамічною системою розвертального моменту, який діє на трактор з боку технологічної частини посівного агрегату, показав, що:

- правостороннє поперечне зміщення сівалки на 350 мм формує постійно діючий розвертальний момент. Але він менше впливає на стійкість руху посівного агрегату, ніж аналогічний момент, який створюється маркером. Розташування маркера з одного боку зі зміщеною сівалкою

призводить до додаткового небажаного збільшення оцінюваної амплітудно-частотної характеристики в $2,4$ рази. Розміщення маркера сівалки з протилежного боку, навпаки, приводить до позитивного результату, а саме зниження значень цієї частотної характеристики у 2 рази і зростання на 180° фазового зсуву реакції динамічної системи на дію розвертального моменту;

- збільшення значень коефіцієнтів опору уводу шин коліс трактора, яке можна здійснити завдяки збільшенню тиску повітря в них, сприяє бажаному зниженню амплітудно-частотних характеристик відпрацювання посівним агрегатом розвертального збурювального моменту. Більший ефект таке рішення створює по відношенню до шин задніх коліс трактора.

Adamchuk V.¹, Bulgakov V.², Nadykto V.³, Trokhaniak O.⁴, Chorna T.⁵

¹Institute of Mechanics and Automation of Agricultural Production National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, 11 Vokzalna

Str., Glevakh village, Fastiv district, Kyiv region, 08631, Ukraine; ²National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine; ³Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University,

18 B. Khmelnytskyi Ave., Melitopol, Zaporizhzhia Region, 72312, Ukraine; e-mail: ¹vvadamchuk@gmail.com, ²bulgakov@meta.ua, ³volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ⁴klendij_o@ukr.net, ⁵tatachorna@gmail.com; ORCID: ¹0000-0003-0358-7946, ²0000-0003-3445-3721, ³0000-0002-1770-8297, ⁴0000-0002-4671-5824, ⁵0000-0003-1304-0004

Theoretical study of the stability of asymmetric movement sowing machine-tractor aggregate

Goal. Theoretical evaluation of the effect of asymmetric connection of the row drill to the tractor on the stability of the movement of the sowing unit in the horizontal plane. **Methods.** Theoretical studies were carried out using the methods of theoretical mechanics, higher mathematics and the theory of automatic control of dynamic systems. Numerical calculations and construction of graphical dependencies were performed on a PC using the Mathcad 15.0 programming environment. **Results.** Practically all existing machine-tractor units for sowing row crops (corn, sunflower, soybean, etc.) are symmetrical. This is because each row seeder has an even number of sowing sections, and the ratio of the size of the tractor track to the row width of the row crop is an even integer (k). This article presents the results of research on the sowing unit, in which, with an even number of sowing sections

of the seeder, the number k is equal to 3, which is odd. As a result, an asymmetric unit was obtained, in which the seeder is offset in the transverse direction from the axis of symmetry of the tractor by half the width of the row spacing, which is equal to 70 cm. In practice, such displacement of the seeder is carried out by hanging it on the tractor with the help of a specially designed transition device. **Conclusions.** With the use of mathematical modeling of the movement of the seeding machine-tractor unit in the horizontal plane, it is shown that the right-side transverse displacement of the planter by 0.35 m forms a constantly acting turning moment. But it has less effect on the stability of the movement of the sowing unit than the similar moment created by the marker. Calculations have established that increasing the input resistance coefficients of the tires of the tractor wheels, which can be achieved by correspondingly increasing the air pressure in them, leads to a desired decrease in the amplitude-frequency characteristics of the seeding unit's development of the turning disturbance moment. Such a solution is more effective concerning the tires of the tractor's rear wheels.

Key words: unit, row seeder, mathematical model, transfer function, amplitude-frequency characteristic, phase-frequency characteristic.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202305-08>

Бібліографія

1. Tian J., Zeng Q., Wang P., Wang X. Active steering control based on preview theory for articulated heavy vehicles. *PLoS One*. 2021. V. 16, 0252098. doi: 10.1371/journal.pone.0252098
2. Nassir A.J., Muhsin S.J., Ndawi D.R. The Technical Evaluation of Three Different Types of Tillage Combined Machines and compared them with Individual Tillage Machines. *Basrah J. of Agricultural Sciences*. 2022. V. 35. P. 341–361. doi: 10.37077/25200860.2022.35.2.26
3. Hong S., Lee K., Kang D., Park W. Analysis of Static Lateral Stability Using Mathematical Simulations for 3-Axis Tractor-Baler System. *J. of Biosystem Engineering*. 2017. V. 42. P. 86–97. doi: 10.5307/JBE.2017.42.2.086
4. Zhou D., Xu C., Xin Y. et al. Article model study on the combination of operating parameters of corn kernel harvesters. *Applied Sciences*. 2021. V. 11, 10328. doi: 10.3390/app11211032
5. Ivanovs S., Bulgakov V., Nadykto V., Kuvachov V. Theoretical investigation of turning ability of two-machine sowing aggregate. *Engineering for Rural Development*. 2018. V. 17. P. 314–322. doi: 10.22616/ERDev2018.17.N330
6. Bulgakov V., Nadykto V., Ivanovs S., Dukulis I. Improving the performance of a ploughing tractor by means of an auxiliary carriage with motorized axle. *J. of Agricultural Engineering*. 2021. V. 52. P. 9–16. doi: 10.4081/jae.2021.1109
7. Bulgakov V., Adamchuk V., Nadykto V. et al. Theoretical research into the stability of motion of the ploughing tractor-implement unit operating on the 'push-pull' principle. *Agronomy Research*. 2021. V. 15. P. 1517–1529. doi: 10.15159/AR.17.069
8. Nadykto V., Karaiev O., Kyurchev V., Beloev H. The efficiency of tractor application with articulated frame for cultivating arable crops. *Modern Development Paths of Agricultural Production: Trends and Innovations*. Springer, Cham., 2019. P. 161–167. doi: 10.1007/978-3-030-14918-5_17
9. Wang W., Wu K., Zhang Y. et al. The Development of an Electric-Driven Control System for a High-Speed Precision Planter Based on the Double Closed-Loop Fuzzy PID Algorithm. *Agronomy*. 2022. V. 12. N 945. doi: 10.3390/agronomy12040945
10. Qi J.T., Jia H.L., Li Y. et al. Design and test of fault monitoring system for corn precision planter. *International J. of Agricultural and Biological Engineering*. 2015. V. 8. P. 13–19. doi: 10.3965/j.ijabe.0150806.1968
11. Попович М.Г., Ковальчук О.В. Теорія автоматичного керування: підручник. 2-ге вид. Київ: Либідь, 2007. 656 с.