

УДК 631.37

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ РУХУ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Кувачов В.П., к.т.н.¹⁷*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (619) 42-12-65

Анотація – викладено результати теоретичних досліджень з оцінки стійкості руху ширококолієвих агрозасобів в горизонтальній площині.

Ключові слова – ширококолієвий агрозасіб, плоско-паралельний рух в горизонтальній площині, стійкість руху, амплітудно- і фазово-частотні характеристики.

Постановка проблеми. Перспективним напрямком стабільного розвитку сільського господарства є впровадження інноваційних технологій, до яких слід віднести колійну і мостову системи землеробства, основою яких є ширококолієві енерготехнологічні засоби механізації (або мостові трактори) [1]. Використання вказаних систем дозволяє отримувати максимальну ефективність (технологічну, соціальну, екологічну, економічну) в процесах обробітку ґрунту і догляду за культурними рослинами.

Однією із найважливіших проблем динаміки ширококолієвих енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва (далі по тексті – ширококолієві агрозасоби) є стійкість їх руху у горизонтальній площині [2]. Розроблення нової конструкції ширококолієвого агрозасобу потребує наукового обґрунтування щодо значень його конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи з точки зору забезпечення задовільної стійкості руху.

Аналіз останніх досліджень. Питанням оцінки стійкості руху традиційних машинно-тракторних агрегатів науковцями приділено багато уваги. Найбільш упорядкованим підходом до методології вивчення проблеми стійкості машинно-тракторних агрегатів викладено в працях проф., член-кор. НААНУ В.Т. Надикто. Зокрема, в [3] відмічено: «З точки зору загальновідомих понять, рух в горизонтальній площині таких незамкнених динамічних систем, як машинно-тракторні агрегати, може бути стійким, але лише у малому і за обов'язкової

умови урахування тих чинників, які стабілізують їх плоско-паралельне переміщення. У теоретичних дослідженнях умов функціонування динамічних систем без урахування стабілізаційних чинників слід відходити з того поняття, що стійкість руху МТА – це рівень його здатності протистояти дії зовнішнього збурення. Одним із найбільш ефективних методів синтезу схеми і конструктивно-технологічних параметрів МТА є застосування амплітудних і фазових частотних характеристик (АЧХ і ФЧХ відповідно) відпрацювання динамічною системою вхідного збурення».

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою роботи є розробка математичних моделей функціонування ширококоліїних агрозасобів у поздовжньо-горизонтальній площині і на їх основі дослідження впливу схем, конструктивних параметрів та режимів роботи на стійкість руху агрозасобу.

Методика досліджень. При математичному моделюванні руху ширококоліїного агрозасобу в горизонтальній площині модель його функціонування, як динамічної системи, зручно розглядати у вигляді реакцій на вхідні керуючі і збурювальні впливи, останні однозначно визначають стійкість його руху. Для отримання АЧХ і ФЧХ відпрацювання динамічною системою зовнішніх збурювань необхідно реалізувати наступний алгоритм [3]: скласти диференціальні рівняння руху динамічної системи; перейти від диференціальної до операторної форми запису рівнянь (здійснити перетворення Лапласа); скласти відповідні передатні функції; розрахувати дійсні АЧХ і ФЧХ.

Згідно до теорії автоматичного регулювання, ідеальна АЧХ відтворення динамічною системою слідкування збурювального впливу в робочому діапазоні частот його коливань повинна дорівнювати нулю, а ФЧХ – прямувати до нескінченності.

Основна частина. Розглянемо динамічну систему ширококоліїного агрозасобу (рис. 1). Оскільки в роботі мова йтиме про стійкість руху, то керівний вплив не розглядатимемо. Характеристиками збурювального впливу ϵ : тяговий опір \bar{R} сільськогосподарського знаряддя (зокрема, поперечна його складова R'') і головний момент тягового опору M_R .

Крім вказаних параметрів, на агрозасіб діють рушійні $P_{дл1}$, $P_{дл2}$, $P_{дп1}$, $P_{дп2}$ та бокові $P_{\delta л1}$, $P_{\delta л2}$, $P_{\delta п1}$, $P_{\delta п2}$ сили, останні призводять до виникнення кутів уводу $\delta_{л1}$, $\delta_{л2}$ і $\delta_{п1}$, $\delta_{п2}$ коліс лівого і правого бортів.

Прийемо, що розглянутий агрозасіб здійснює на гоні відносно нерухомої горизонтальної площини XOY рівномірний поступальний рух з швидкістю V_0 . В процесі виконання роботи його остів під впливом випадкових збурювань відхиляється від початкового положення і отримує додаткові швидкості – починається відносний рух агрозасобу по відношенню до площини X_1OY_1 . При цьому площина $X_T S_T Y_T$, що зв'язана з центром мас агрозасобу, обертає його в площині X_1OY_1 на-

вколо осі $S_T Z$, яка проходить через точку S_T . Мірою цього повороту служить кут φ , який побудований повздовжньою віссю $S_T Y_T$ агрозасобу і віссю OY_1 . В процесі відносного руху агрозасобу його центр мас переміщується по осі OX , що характеризується зміною абсциси X_S .

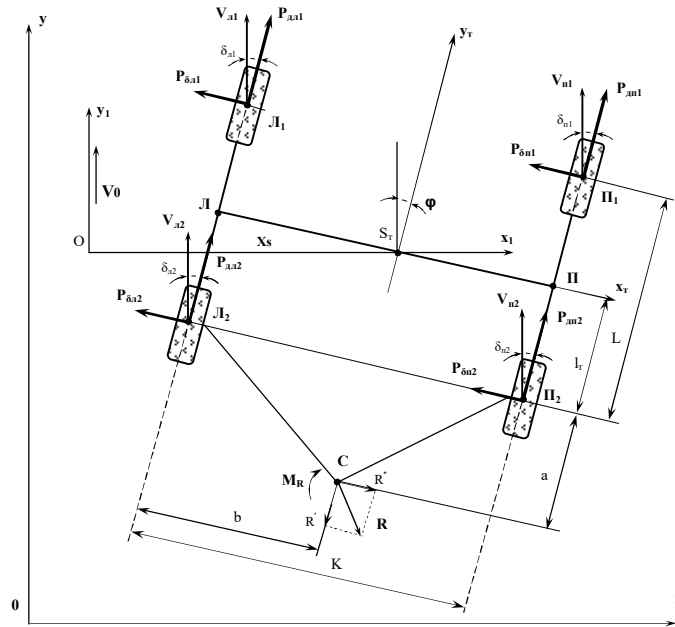


Рис. 1. Схема динамічної системи руху агрозасобу у поздовжньо-горизонтальній площині

Таким чином, розглядуваний агрозасіб по відношенню до площини $X_1 OY_1$ має два ступеня вільності, яким відповідає дві узагальнені координати: кут φ і зміна абсциси X_S центра мас S_T агрозасобу. Лінійна математична модель такого агрозасобу виражається системою двох диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} A_{11} \cdot \ddot{X}_S + A_{12} \cdot \dot{X}_S + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi = R'' + f_1, \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_S = -R''(l_m + a) + M_R + f_2, \end{cases} \quad (1)$$

де $A_{11} = M_T$;

$A_{12} = (k_{л1} + k_{л2} + k_{п1} + k_{п2}) / V_0$;

$A_{13} = ((k_{л1} + k_{п1}) \cdot (L - l_T) - (k_{л2} + k_{п2}) \cdot l_T) / V_0$;

$A_{14} = -(k_{л1} + k_{л2} + k_{п1} + k_{п2})$;

$A_{21} = J_T$;

$A_{22} = ((k_{л1} - k_{п1}) \cdot (L - l_T)^2 + (k_{л2} - k_{п2}) \cdot l_T^2) / V_0$;

$A_{23} = -(k_{л1} + k_{п1}) \cdot (L - l_T) + (k_{л2} + k_{п2}) \cdot l_T$;

$A_{24} = (k_{л1} + k_{п1}) \cdot (L - l_T) - (k_{л2} + k_{п2}) \cdot l_T / V_0$;

$f_1 = 0$;

$f_2 = P_{дл1} \cdot b + P_{дл2} \cdot b - P_{дп1} \cdot (K - b) - P_{дп2} \cdot (K - b)$.

В операторній формі запису система рівнянь (1) матиме вигляд

$$\begin{cases} K_{11} \cdot X_S(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) = F_{11} \cdot R'' + F_{12} \cdot M_R + F_{13}, \\ K_{21} \cdot X_S(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) = F_{21} \cdot R'' + F_{22} \cdot M_R + F_{23}, \end{cases} \quad (2)$$

де $K_{11} = A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s$; $K_{21} = A_{24} \cdot s$;

$K_{12} = A_{13} \cdot s + A_{14}$; $K_{22} = A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}$;

$F_{11} = 1$; $F_{21} = -(l_m + a)$;

$F_{12} = 0$; $F_{22} = 1$;

$F_{13} = f_1 = 0$; $F_{23} = f_2$;

$s = d/dt$ – оператор диференціювання.

У цих рівняннях M_T, J_{ST} – маса і момент інерції агросасобу відносно його центру мас; V_s – лінійна швидкість його центру мас відносно площини X_1OY_1 ; $k_{л1}, k_{л2}$ і $k_{п1}, k_{п2}$ – коефіцієнти опору уводу коліс лівого і правого бортів агросасобу; K, b, a, L і l_m – конструктивні параметри, природа яких зрозуміла з рис. 1.

Фізичним об'єктом теоретичних досліджень був дослідний зразок ширококолісного агросасобу, розроблений в Таврійському державному агротехнологічному університеті (рис. 2).



Рис. 2. Спеціалізований енерготехнологічний агросасіб для колійної системи землеробства з колією 3 м, розроблений науковцями Таврійського державного агротехнологічного університету (м. Мелітополь)

Амплітудно- і фазово-частотні характеристики коливань відпрацювання фізичним об'єктом досліджень збурювального впливу представлено на рис. 3 та 4.

Аналіз розрахункових АЧХ (рис. 3,а) говорить про те, що при збільшенні швидкості руху агросасобу коливання амплітуди курсово-

го кута φ , як вихідного параметру, теж зростає, що не є бажаним, оскільки віддаляє АЧХ від ідеальної. Водночас, максимальна амплітуда кутового кута φ агрозасобу на частотах, близьких до нуля, не перевищує 0,08 рад на 1 кН коливань тягового опору. ФЧХ при цьому мають аналогічний характер (рис. 3, б), а величина запізнення реакції динамічної системи на вхідне збурювання при збільшенні швидкісного режиму змінюється не більше 10%. У зв'язку з цим, можна констатувати, що зміна швидкісного режиму агрозасобу практично не погіршує стійкості його руху в горизонтальній площині.

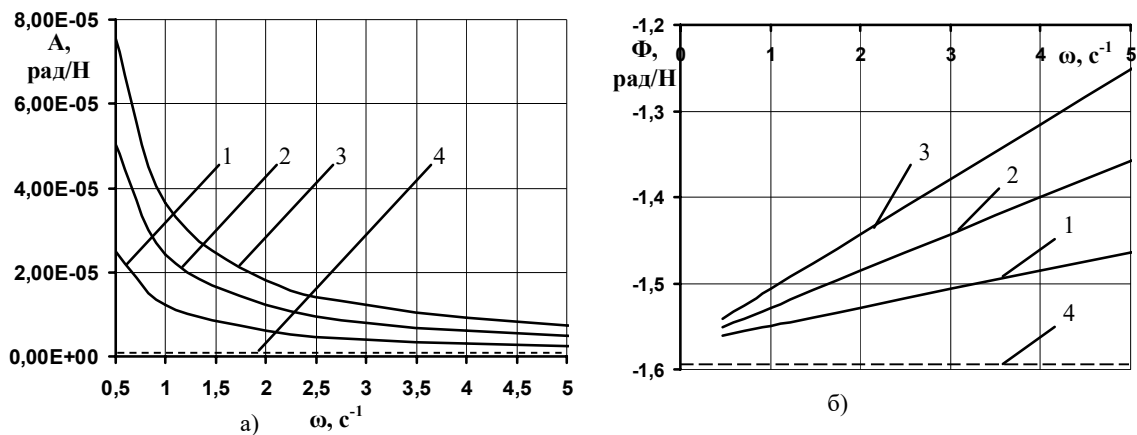


Рис. 3. Амплітудно- (а) і фазово-частотні (б) характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним збурювального впливу (поперечна складова тягового опору R'' сільськогосподарського знаряддя) при різних швидкостях його руху: 1 – 1 м/с; 2 – 2 м/с; 3 – 3 м/с; 4 – ідеальні характеристики

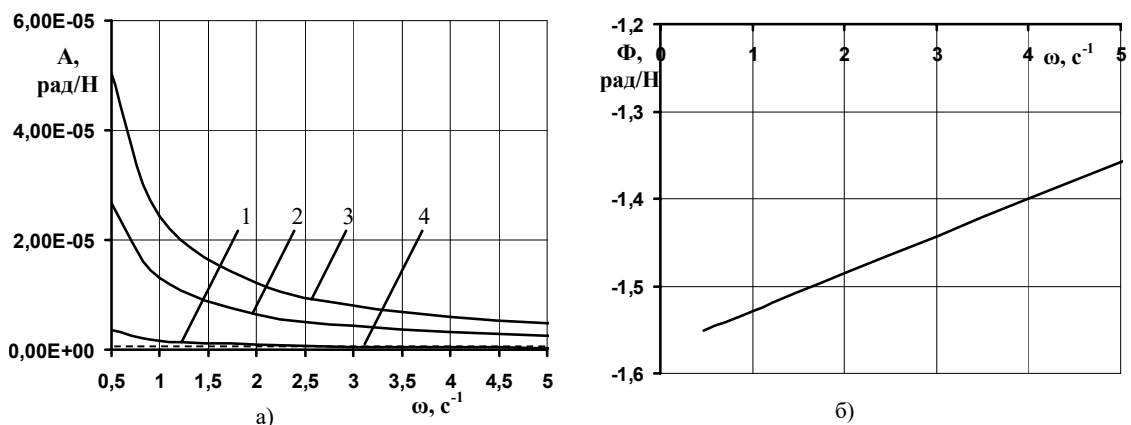


Рис. 4. Амплітудно- (а) і фазово-частотні (б) характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним збурювального впливу (поперечна складова тягового опору R'' сільськогосподарського знаряддя) при різних відстанях приєднання тягового знаряддя a (див. рис. 1): 1 – мінус 1 м; 2 – 0 м; 3 – плюс 1 м; 4 – ідеальні характеристики

З позицій задовільної стійкості руху ширококолійного агрозасобу, точка приєднання його технологічної частини повинна розміщуватися усередині його бази ($a = -1$ м, див. рис. 4,а) – «середнє» навішування робочих знарядь, оскільки в такому випадку в робочому діапазоні частот АЧХ наближаються до ідеальної. І, навпаки, розміщення технологічної частини позаду агрозасобу ($a = 1$ м, див. рис. 4,а) – заднє навішування – погіршує стійкість його руху, оскільки амплітуда АЧХ зростає, що не є бажаним. Щодо поведінки ФЧХ, то тут слід відзначити, що будь-який варіант розміщення технологічної частини агрозасобу (тобто зміна конструктивного параметру a) не змінює цю характеристику (рис. 3,б), і це свідчить про однаковість величини запізнення реакції динамічної системи на вхідний вплив.

Висновки. Розроблені математичні моделі і отримані нові закономірності плоско-паралельного руху ширококолійного агрозасобу дозволяють теоретично здійснювати обґрунтування нових схем, конструктивних параметрів та режимів його роботи із задовільною стійкістю руху в горизонтальній площині.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що зміна швидкісного режиму розглядуваного ширококолійного агрозасобу практично не погіршує стійкості його руху в горизонтальній площині.

З позицій задовільної стійкості руху ширококолійного агрозасобу точка приєднання його технологічної частини повинна розміщуватися усередині його бази - «середнє» навішування знарядь, оскільки в такому випадку АЧХ наближаються до ідеальної.

Література:

1. STF = Controlled Traffic Farming [Електронний ресурс] / STF Europe. – 2013. – Режим доступу: www.controlledtrafficfarming.com.
2. Кувачев В. Моделирование плоско-параллельного движения в горизонтальной плоскости ширококолейного агросредства при кинематическом способе его управления / В. Кувачев // Motrol. – 2015. – Vol. 17, № 9. – С. 49–54.
3. Надикто В. Оцінка стійкості руху машинно-тракторних агрегатів / В. Надикто // Техніка і технології АПК. – 2015. – № 6 (69). – С. 6–9.

**ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ
ШИРОКОКОЛЕЙНЫХ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
ПРОИЗВОДСТВА**

Кувачёв В.П.

Аннотация – представлены результаты теоретических исследований оценки устойчивости движения ширококолейных агросредств в горизонтальной плоскости.

**EVALUATION OF THE STABILITY MOTION OF WIDE-GAUGE
POWER-TECHNOLOGICAL MEANS OF MECHANIZATION OF
THE AGRICULTURAL PRODUCTION**

V. Kuvachov

Summary

Results of theoretical studies on the stability motion of wide-gauge power-technological means in horizontal plane are presented.