

УДК 631.313.6

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.39-50>**С.П. Степаненко**, д-р техн. наук, ст. наук. співр., **О.П. Гриценко**, наук. співр.*Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва Національна академія аграрних наук України, смт. Глеваха, Україна**e-mail: stepanenko_s@ukr.net*

Математичне моделювання стійкості руху асиметричної дискової борони

Виробнича необхідність розширення функціональних можливостей машинно-тракторних агрегатів (МТА), як найбільш затребуваних у невеликих господарствах внаслідок своєї високої енергонасиченості, надійності та універсальності в процесі виробництва сільськогосподарської продукції є важливим завданням, що вимагає застосування нових методологічних, практичних прийомів та актуальних конструкційних рішень. У наведеній статті розглядається застосування компенсатора зчіпної ваги, який встановлено на рамі та сніці асиметричної дискової борони, як одного зі способів раціонального перерозподілу зчіпної ваги у складі МТА у ході проведення передпосівного обробітку ґрунту. Математично обґрунтовується поліпшення можливості стійкості руху асиметричної дискової борони та застосування широкозахватних сільськогосподарських агрегатів, що надає можливість збільшити продуктивність їх застосування, знизити тимчасові та енергетичні витрати напередпосівний обробіток ґрунту.

асиметрична дискова борона, енергетичний засіб, МТА, зчіпна вага, перерозподіл, компенсатор

Постановка проблеми. Якісна передпосівна обробка ґрунту, закриття вологи та кришення верхнього родючого шару ґрунту з метою створення оптимальних умов для вегетації сільськогосподарських культур є важливою складовою в процесах рослинництва.

Однак не завжди тягово-зчіпні якості наявних у невеликих фермерських господарствах МТА, дають можливість використання високопродуктивної техніки, зокрема, асиметричних дискових борін внаслідок їх маси, які забезпечують більш якісний обробіток ґрунту, через високі значення сили опору руху. Конструкційно асиметричні дискові борони мають значну масу, що забезпечує якісну обробку ґрунту.

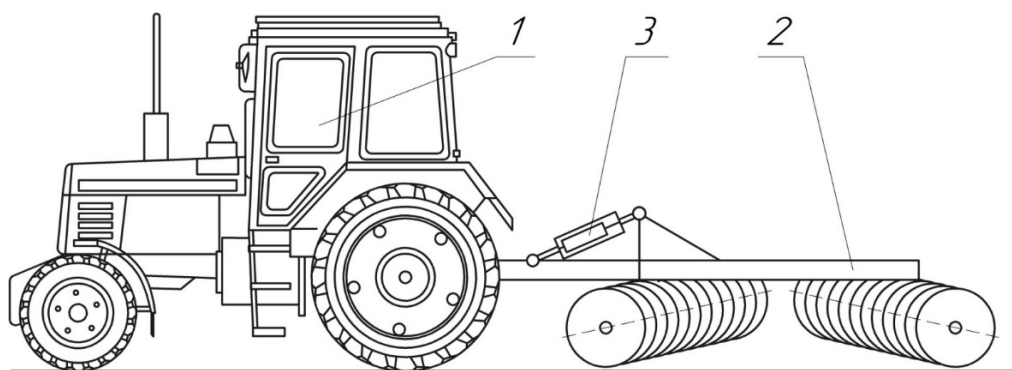
Аналіз останніх досліджень і публікацій. Протягом багатьох років проводилися наукові дослідження вітчизняними та іноземними вченими [1-7, 11, 13-16, 18-21], які обґрунтували складові методики вибору та комплектування тягових агрегатів на основі сучасних тракторів. У впровадженні ресурсозберігаючих технологій підготовки ґрунту для зернових після просапних культур широке застосування знаходять дискові борони із рядною установкою сферичних дисків, як на індивідуальній стійці так і на дисковій батареї. Обробіток ґрунту цими знаряддями відповідає вихідним стандартам для ґрунтообробних машин, забезпечуючи повне підрізання рослин та подрібнення грудок ґрунту до необхідного розміру фракції. Залежно від кількості паралельно розташованих рядів на рамі розрізняють дворядні, трирядні та чотирирядні дискові борони [8-10, 12, 17, 19]. Дворядні і трирядні моделі використовують для обробітку ґрунту після цукрових буряків і багаторічних трав, тоді як чотирирядні призначені для обробки ґрунту після великостеблових просапних культур, таких як кукурудза і соняшник.

Постановка завдання. Встановити математичні залежності та змоделювати процес стійкості руху асиметричної дискової борони та застосування широкозахватних сільськогосподарських агрегатів, що надає можливість збільшити продуктивність їх застосування, знизити тимчасові та енергетичні витрати на передпосівний обробіток ґрунту.

Виклад основного матеріалу. Однак сучасні методи дають можливість перерозподілити зчіпну вагу між енергетичним засобом і бороною, що дозволить вирішити задачу зниження сили опору руху борони без зміни параметрів та якості обробки ґрунту, а також підвищити стійкість руху асиметричної дискової борони [7-8, 11].

Запропонований пристрій – компенсатор зчіпної ваги асиметричної дискової борони, здатен перерозподіляти частину зчіпної ваги між енергетичним засобом і бороною, через роботу силового гідроциліндра, що впливає на сницю, раму асиметричної дискової борони та зчіпний пристрій трактора, з метою регулювання раціонального заглиблення дисків асиметричної борони, а також зменшення витрат при застосуванні даного ґрунтообробного знаряддя, зниження його вартості та металоемкості, покращення якості передпосівного обробітку ґрунту, зменшення енергетичних витрат МТА (рис. 1, 2).

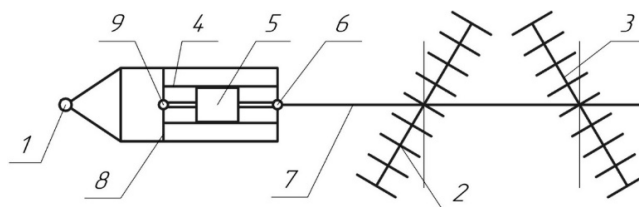
Компенсатор зчіпної ваги асиметричної дискової борони рис. 2, виконаний у вигляді пристрою 1, що складається з силового гідроциліндра 5, встановленого у кронштейні 4 на верхній фронтальній частині рами 7 дискових секцій асиметричної борони 2, 3 і осі 6, що проходить через вилку 9 силового гідроциліндра 5 та вбудованої між поперечками снці борони.



1 – МТА; 2 – асиметрична дискова борона; 3 – компенсатор

Рисунок 1 – Схема МТА з встановленим компенсатором зчіпної ваги асиметричної дискової борони для стійкості руху

Джерело: розроблено авторами



1 – сниця; 2, 3 – дискові секції асиметричної борони; 4 – кронштейн; 5 – силовий гідроциліндр; 6 – вісь; 7 – фронтальна частина рами; 8 – вісь; 9 – вилка.

Рисунок 2 – Схема асиметричної дискової борони із встановленим компенсатором зчіпної ваги для стійкості руху

Джерело: розроблено авторами

Принцип роботи запропонованого технічного пристрою наступний: під час руху МТА для стабілізації стійкості руху асиметричної дискової борони оператор енергетичного засобу за допомогою гідророзподільника подає робочу рідину в силовий гідроциліндр, шток якого при виході тисне на вісь, притискаючи сницю асиметричної дискової борони в зчпному пристрої енергетичного засобу, перерозподіляючи зчпну вагу з рами борони на задній міст енергетичного засобу, що дозволяє збільшити тягово-зчпні властивості МТА, знизити буксування рушіїв, підвищити агротехнічну швидкість руху МТА та регулювати глибину заглиблення дисків борони з одночасною стійкістю руху дискової борони.

При необхідності заглиблення дисків борони або зміні курсової стійкості руху борони, оператор за допомогою гідророзподільника подає робочу рідину в силовий гідроциліндр, шток якого підіймає через вісь сницю борони, збільшуючи навантаження на вертикальних шарнірах кріплення сниці та зчпному пристрої енергетичного засобу, піднімаючи його і перерозподіляючи зчпну вагу із зчпним пристроєм та заднім ведучим мостом енергетичного засобу на раму борони, дозволяючи при цьому регулювати глибину заглиблення дисків борони в процесі руху та курсову стійкість руху борони.

Для обґрунтування конструкційно-кінематичних параметрів МТА із встановленим компенсатором зчпної ваги асиметричної дискової борони розглянемо рівновагу сниці та рами борони у статичному стані, як наведено на рис. 3 та рис. 4. В робочому режимі під навантаженням енергетичного засобу та розвантаженням асиметричної дискової борони (рис. 5), а також в режимі розвантаження енергетичного засобу та завантаженням асиметричної дискової борони (рис. 6).

Представимо сницю та раму борони як складову балку [18-20]. Використовуючи рис. 3, визначимо діючі сили та реакції на МТА у статичному режимі.

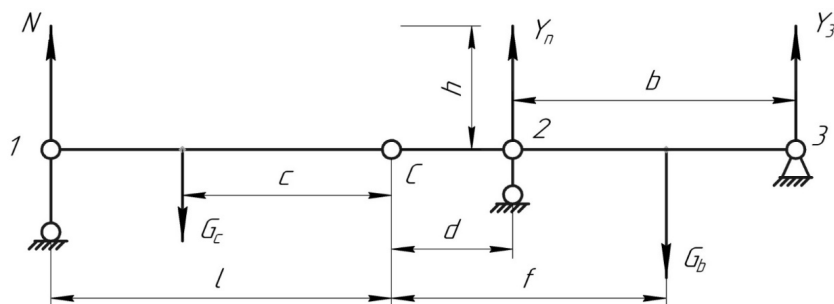


Рисунок 3 – Схема до визначення сил та реакцій борони в статичному стані

Джерело: розроблено авторами

Складемо рівняння рівноваги для складових частин даної конструкції: для сниці та рами борони (рис. 4).

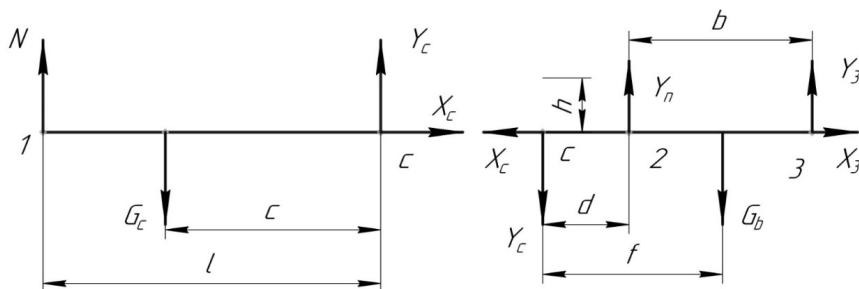


Рисунок 4 – Розрахункова схема до рівняння рівноваги сниці та рами борони МТА у статичному стані (компенсатор не підключений)

Джерело: розроблено авторами

Позначення, які наведено на рис. 3, рис. 4 та рис. 5 мають наступні тлумачення:
 G_c – сила тяжіння сніці, Н; G_b – сила тяжіння рами борони, Н; N – реакція навантажуваної сніці на зчіпний пристрій енергетичного засобу в точці 1;
 l – довжина сніці борони, м; C – точка кріплення шарніра сніці та кронштейна гідроциліндра; c – відстань від точки C до центру тяжіння сніці, м; h – висота кронштейна гідроциліндра, м; a – відстань від точки прикладання навантаження P до точки C , м; f – відстань від точки C до центру тяжіння борони, м; d – відстань від точки C до передньої частини (секції) борони, м; b – відстань між секціями борони, м;
 Y_c – реакція сніці в точці C ; Y_n – реакція передньої частини (секції) борони в точці її кріплення 2; Y_3 – реакція задньої частини (секції) борони у точці її кріплення 3.

$$\sum M_1 = 0 ; \quad -G_c \cdot (l - c) + Y_c \cdot l = 0 ; \quad (1)$$

$$\sum M_c = 0 ; \quad -N \cdot l + G_c \cdot c = 0 ; \quad (2)$$

При вирішенні (1)-(2) отримуємо:

$$Y_c = \frac{G_c \cdot (l - c)}{l} ; \quad (3)$$

$$N = \frac{G_c \cdot c}{l} ; \quad (4)$$

Розглядаємо складову конструкцію борони та складаємо рівняння рівноваги щодо вертикальних реакцій Y_n та Y_3 , Y_c :

$$\sum M_2 = 0 ; \quad -G_b \cdot (f - d) + Y_c \cdot d + Y_3 \cdot b = 0 ; \quad (5)$$

$$\sum M_3 = 0 ; \quad G_b \cdot (p - f + d) + Y_c \cdot (b + d) - Y_n \cdot b = 0 ; \quad (6)$$

При розв'язанні рівнянь (5)-(6) отримуємо:

$$Y_3 = \frac{G_b \cdot (f - d) - Y_c \cdot d}{b} = \frac{G_b \cdot (f - d)}{b} - \frac{G_c \cdot d \cdot (l - c)}{b \cdot l} ; \quad (7)$$

$$Y_n = \frac{G_b \cdot (p - f + d) + Y_c \cdot (b + d)}{b} = \frac{G_b \cdot (p - f + d)}{b} + \frac{G_c \cdot (l - c) \cdot (b + d)}{b \cdot l} ; \quad (8)$$

Або в іншому вигляді:

$$Y_3 = G_b \cdot \frac{(f - d)}{b} - G_c \cdot \frac{d \cdot (l - c)}{b \cdot l} ; \quad (9)$$

$$Y_n = G_b \cdot \frac{(p - f + d)}{b} + G_c \cdot \frac{(l - c) \cdot (b + d)}{b \cdot l} ; \quad (10)$$

Складемо рівняння рівноваги для сніці та рами борони при висуванні штока гідроциліндра компенсатора зчіпної ваги в робочих режимах компенсатора, тобто в режимі навантаження енергетичного засобу та розвантаження борони (рис.5).

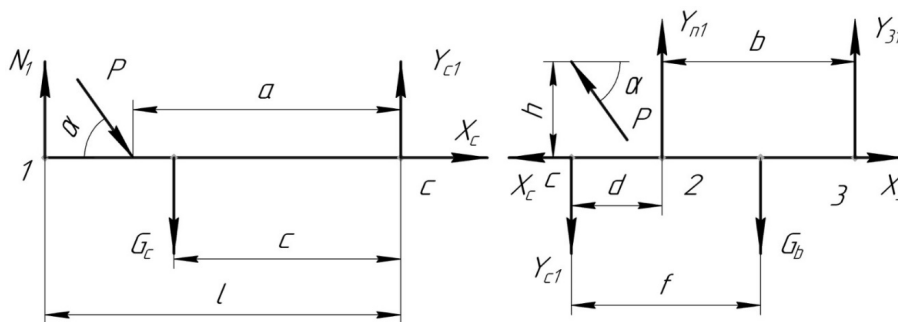


Рисунок 5 – Розрахункова схема до рівняння рівноваги сніці та рами борони МТА (компенсатор зчпної ваги в режимі навантаження енергетичного засобу та розвантаження борони)
Джерело: розроблено авторами

Позначення, які наведено на рис. 5. мають таку інтерпретацію: P – навантаження, що передається, Н; α – кут дії навантаження; Y_{c1} – реакція сніці у точці C ; N_1 – реакція у зчпному пристрої МТА; Y_{n1} – реакція передньої частини(секції) борони в точці її кріплення 2; Y_{31} – реакція задньої частини (секції) борони у точці її кріплення 3; X_c, X_3 – горизонтальні реакції.

Рівняння рівноваги для сніці за рис. 5, буде мати вигляд:

$$\sum M_1 = 0 ; \quad -G_c \cdot (l - c) - P \cdot (l - a) \cdot \sin \alpha + Y_{c1} \cdot l = 0 ; \tag{11}$$

$$\sum M_c = 0 ; \quad -N_1 \cdot l + P \cdot a \cdot \sin \alpha + G_c \cdot c = 0 ; \tag{12}$$

При вирішенні (11)-(12) отримуємо:

$$Y_{c1} = \frac{G_c \cdot (l - c) + P \cdot (l - a) \cdot \sin \alpha}{l} = \frac{G_c \cdot (l - c)}{l} + \frac{P \cdot (l - a) \cdot \sin \alpha}{l} ; \tag{13}$$

$$N_1 = \frac{P \cdot a \cdot \sin \alpha + G_c \cdot c}{l} = \frac{P \cdot a \cdot \sin \alpha}{l} + \frac{G_c \cdot c}{l} ; \tag{14}$$

Математична модель детермінованого факторного аналізу для N_1 набуває вигляду, як наведено на рис.6:

$$N_1(\alpha, P) = 0,01 \cdot \alpha \cdot P + 0,002 \cdot \alpha + 0,12 \cdot P + 0,04 ; \tag{15}$$

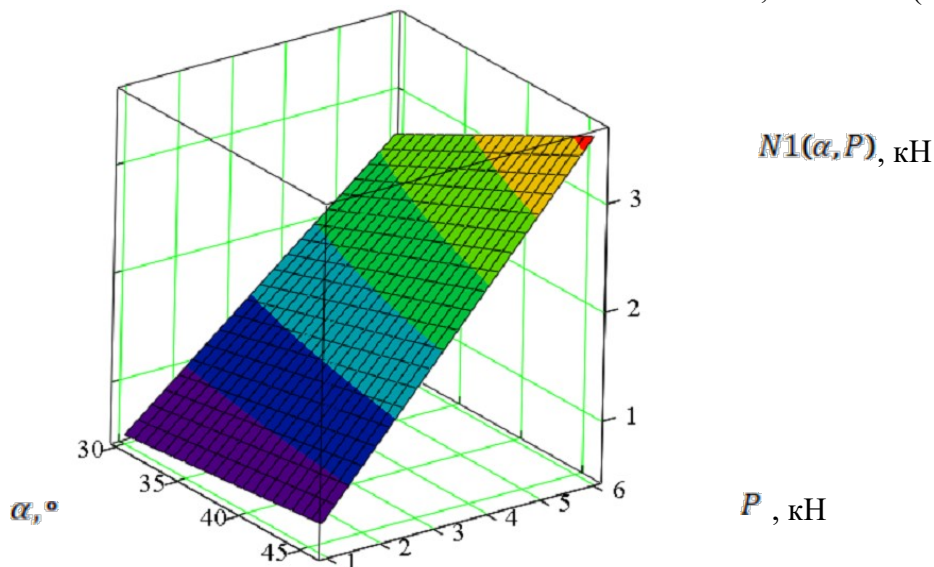


Рисунок 6 – Модель детермінованого факторного аналізу для N_1 в режимі навантаження енергетичного засобу та розвантаження борони
Джерело: розроблено авторами

Рівняння рівноваги для рами борони:

$$\sum M_2 = 0 ; -G_b \cdot (f - d) - P \cdot h \cdot \cos \alpha - P \cdot d \cdot \sin \alpha + Y_{c1} \cdot d + Y_{31} \cdot b = 0 ; (16)$$

$$\sum M_3 = 0 ; -P \cdot h \cdot \cos \alpha + P \cdot (b + d) \cdot \sin \alpha + Y_{c1} \cdot (b + d) - Y_{n1} \cdot b + G_b \cdot (b + d - f) = 0 ; (17)$$

При вирішенні (16)-(17) остаточно отримуємо:

$$Y_{31} = \frac{G_b \cdot (f - d) + P \cdot h \cdot \cos \alpha + P \cdot d \cdot \sin \alpha - Y_{c1} \cdot d}{b} ; (18)$$

$$Y_{n1} = \frac{-P \cdot h \cdot \cos \alpha + P \cdot (b + d) \cdot \sin \alpha + Y_{c1} \cdot (b + d) + G_b \cdot (b + d - f)}{b} ; (19)$$

Або після перетворень і підстановки рівняння (13) в залежності (18) та (19) остаточно отримуємо:

$$Y_{31} = \frac{G_b \cdot (f - d)}{b} + \frac{P \cdot h \cdot \cos \alpha}{b} + \frac{P \cdot d \cdot \sin \alpha}{b} - \left[\frac{G_c \cdot (l - c)}{l} + \frac{P \cdot (l - a) \cdot \sin \alpha}{l} \right] \cdot \frac{d}{b} ; (20)$$

$$Y_{n1} = \frac{-P \cdot h \cdot \cos \alpha}{b} + \frac{P \cdot (b + d) \cdot \sin \alpha}{b} + \left[\frac{G_c \cdot (l - c)}{l} + \frac{P \cdot (l - a) \cdot \sin \alpha}{l} \right] \cdot \frac{(b + d)}{b} + \frac{G_b \cdot (b + d - f)}{b} ; (21)$$

Математична модель детермінованого факторного аналізу для Y_{31} наведена на рис. 7 і має такий вигляд:

$$Y_{31}(\alpha, P) = e^{-0,005 \cdot \alpha} \cdot [0,38 \cdot P + 1,82] (22)$$

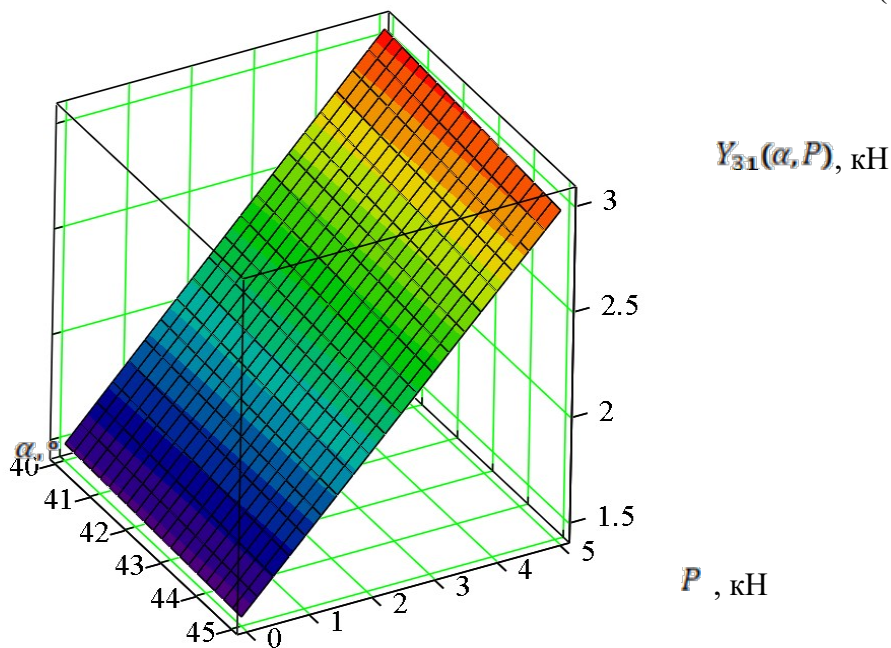


Рисунок 7 – Модель детермінованого факторного аналізу для $Y_{31}(\alpha, P)$ у режимі навантаження енергетичного засобу та розвантаження борони

Джерело: розроблено авторами

Для Y_{n1} модель детермінованого факторного аналізу наведена на рис. 8 і має такий вигляд:

$$Y_{n1}(\alpha, P) = 0,001 \cdot \alpha^2 \cdot P + 0,003 \cdot \alpha^2 - 0,0075 \cdot \alpha \cdot P - 0,25 \cdot \alpha - 0,2 \cdot P + 11,4 (23)$$

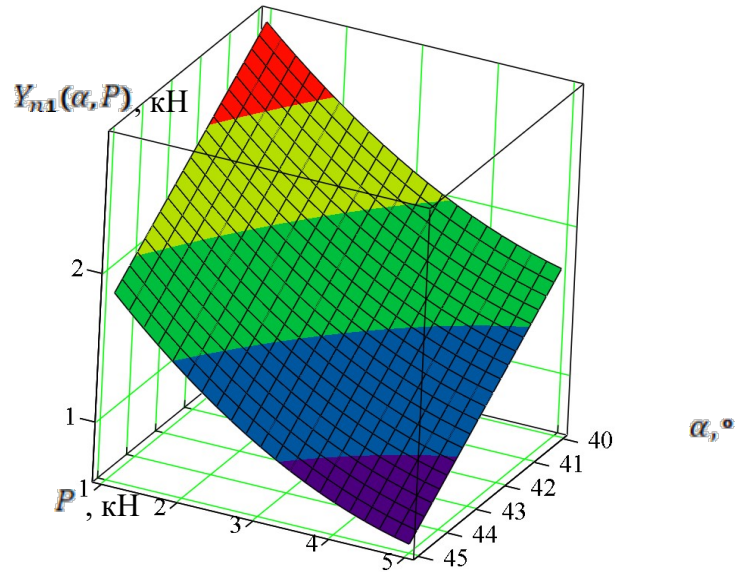


Рисунок 8 – Модель детермінованого факторного аналізу для $Y_{n1}(\alpha, P)$ в режимі навантаження енергетичного засобу та розвантаження борони

Джерело: розроблено авторами

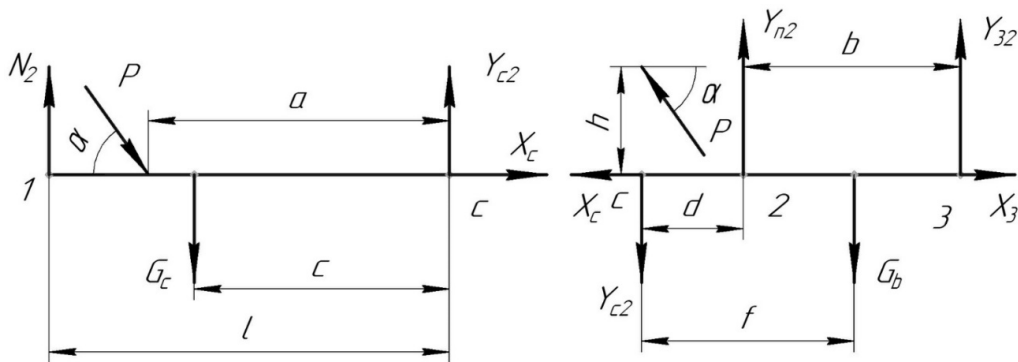


Рисунок 9 – Розрахункова схема до рівняння рівноваги снічі та рами борони МТА (компенсатор зчіпної ваги в режимі розвантаження енергетичного засобу та навантаження борони)
Джерело: розроблено авторами

Аналізуючи отримані залежності(4, 7, 8, 14, 19, 20, 22. 23), можна зробити висновок, що при висуванні штока гідроциліндра компенсатора тобто (режим навантаження енергетичного засобу та розвантаження борони) енергетичний засіб навантажується (відповідно рівняння 4 та 14) на значення величини $P \cdot \frac{a}{l} \cdot \sin \alpha$; задні секції борони завантажуються (відповідно до рівнянь 7, 20) на величину $P \cdot \left[\frac{a-d}{b-l} \cdot \sin \alpha + \frac{h}{b} \cdot \cos \alpha \right]$, а передні секції борони розвантажуються (відповідно до рівняння 8,21) на величину $P \cdot \left[\frac{a \cdot (b+d)}{b-l} \cdot \sin \alpha + \frac{h}{b} \cdot \cos \alpha \right]$.

Складемо рівняння рівноваги при русі штока гідроциліндра в зворотному напрямку компенсатора зчіпної ваги в режимі розвантаження енергетичного засобу та навантаження борони, як це показано на рис. 9.

На рис. 9 наведені наступні реакції поверхні: Y_{c2} – реакція сніци у точці C ; N_2 – реакція в зчпному пристрої МТА; Y_{n2} – реакція передньої частини секції борони у точці її кріплення 2; Y_{32} – реакція задньої частини секції борони в точці її кріплення 3; X_c , X_3 – горизонтальні реакції.

Рівняння рівноваги для сніци:

$$\sum M_1 = 0; -G_c \cdot (l - c) - P \cdot (l - a) \cdot \sin \alpha + Y_{c2} \cdot l = 0; \quad (24)$$

$$\sum M_c = 0; -N_2 \cdot l - P \cdot a \cdot \sin \alpha + G_c \cdot c = 0; \quad (25)$$

При вирішенні рівнянь (24)-(25) отримаємо:

$$Y_{c2} = \frac{G_c \cdot (l - c) + P \cdot (l - a) \cdot \sin \alpha}{l}; \quad (26)$$

$$N_2 = \frac{-P \cdot a \cdot \sin \alpha + G_c \cdot c}{l}; \quad (27)$$

Математична модель детермінованого факторного аналізу для N_2 набуває вигляду, як наведено на рис. 10, наступна:

$$N_2(\alpha, P) = -0,00005 \cdot \alpha^2 \cdot P + 0,00003 \cdot \alpha^2 + 0,01 \cdot \alpha \cdot P - 0,004 \cdot \alpha - 0,1 \cdot P + 0,04 \quad (28)$$

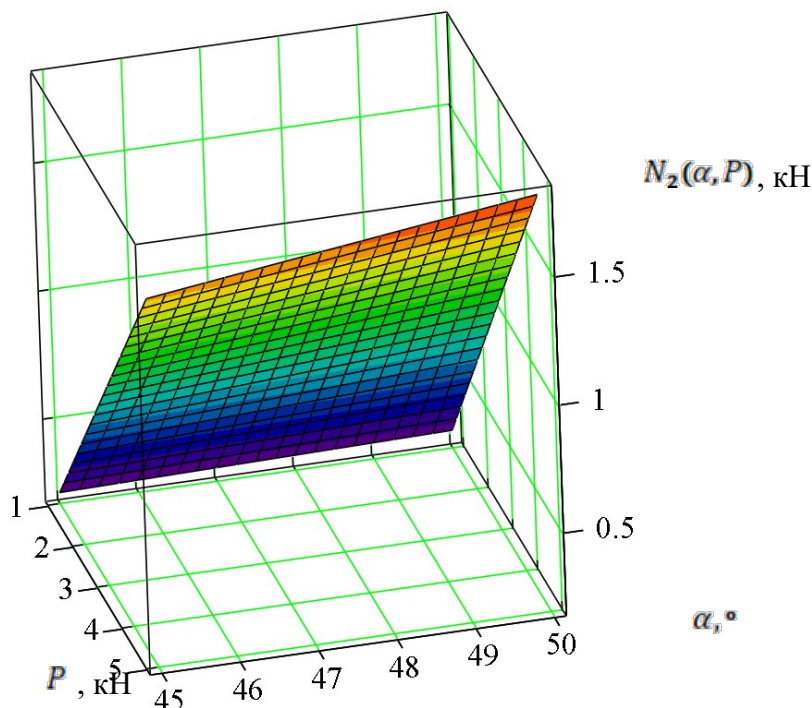


Рисунок 10 – Модель детермінованого факторного аналізу для $N_2(\alpha, P)$ в режимі розвантаження енергетичного засобу та навантаження борони

Джерело: розроблено авторами

Рівняння рівноваги для рами борони набуває наступного вигляду:

$$\sum M_2 = 0; -P \cdot d \cdot \sin \alpha - P \cdot h \cdot \cos \alpha + Y_{c2} \cdot d + Y_{32} \cdot b - G_b \cdot (f - d) = 0 \quad (29)$$

$$\sum M_3 = 0; P \cdot (b + d) \cdot \sin \alpha + P \cdot h \cdot \cos \alpha + Y_{c2} \cdot (b + d) -$$

$$-Y_{n2} \cdot b + G_b \cdot (b + d - f) = 0 ; \quad (30)$$

Тоді при вирішенні (29)-(30) отримуємо:

$$Y_{32} = \frac{P \cdot d \cdot \sin \alpha + P \cdot h \cdot \cos \alpha - Y_{c2} \cdot d + G_b \cdot (f - d)}{b} \quad (31)$$

$$Y_{n2} = \frac{P \cdot (b + d) \cdot \sin \alpha + P \cdot h \cdot \cos \alpha + Y_{c2} \cdot (b + d) + G_b \cdot (b + d - f)}{b} \quad (32)$$

Або після перетворень:

$$Y_{32} = \frac{P \cdot d \cdot \sin \alpha}{b} + \frac{P \cdot h \cdot \cos \alpha}{b} - \left[\frac{G_c \cdot (l - c) + P \cdot (l - a) \cdot \sin \alpha}{l} \right] \cdot \frac{d}{b} + \frac{G_b \cdot (f - d)}{b} \quad (33)$$

$$Y_{n2} = \frac{P \cdot (b + d) \cdot \sin \alpha}{b} + \frac{P \cdot h \cdot \cos \alpha}{b} + \left[\frac{G_c \cdot (l - c) + P \cdot (l - a) \cdot \sin \alpha}{l} \right] \cdot \frac{(b + d)}{b} + \frac{G_b \cdot (b + d - f)}{b} \quad (34)$$

Математична модель детермінованого факторного аналізу для Y_{32} наведена на рис. 11 і має такий вигляд:

$$Y_{32}(\alpha, P) = e^{-0,002 \cdot \alpha} \cdot [-0,003 \cdot P^2 + 0,5 \cdot P + 0,62] \quad (35)$$

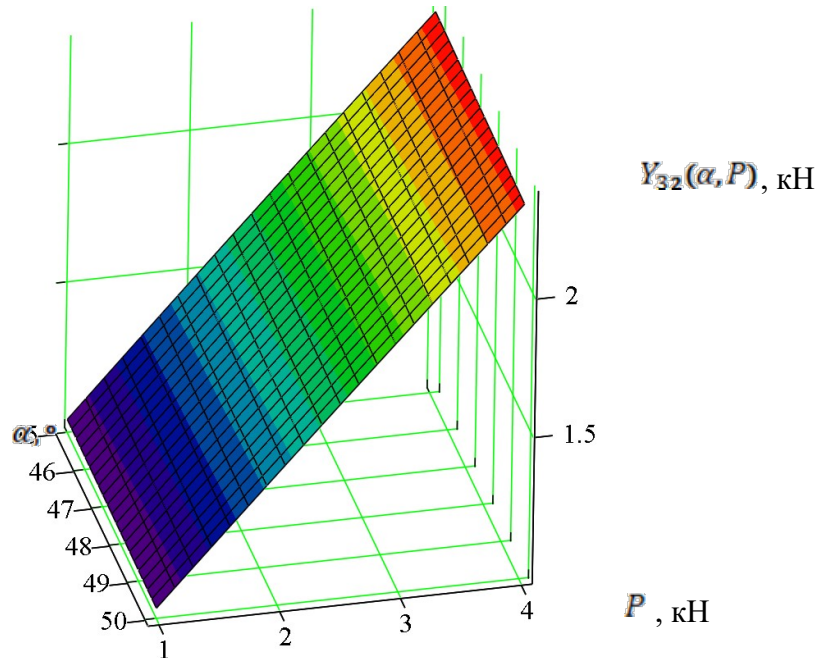


Рисунок 11 – Модель детермінованого факторного аналізу для $Y_{32}(\alpha, P)$ в режимі розвантаження енергетичного засобу та навантаження борони

Джерело: розроблено авторами

Для Y_{n2} рис. 12 має наступний вигляд:

$$Y_{n2}(\alpha, P) = 0,002 \cdot \alpha^2 \cdot P + 0,0003 \cdot \alpha^2 - 0,01 \cdot \alpha \cdot P - 0,14 \cdot \alpha - 0,24 \cdot P + 13,23 \quad (36)$$

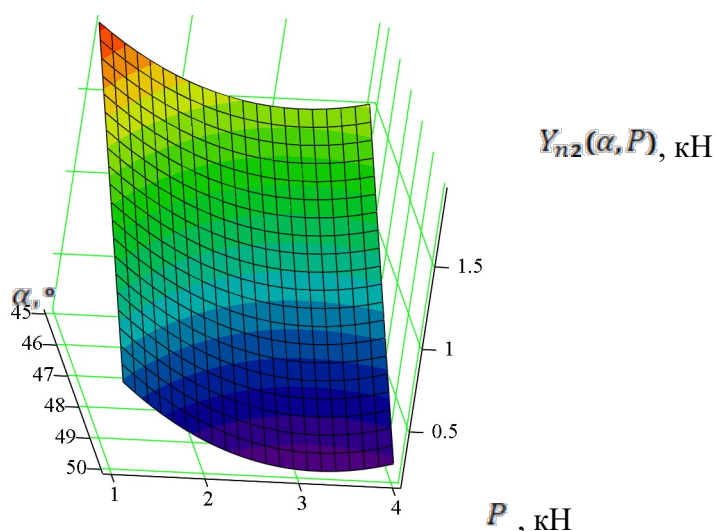


Рисунок 12 – Модель детермінованого факторного аналізу для $Y_{n2}(\alpha, P)$ в режимі розвантаження енергетичного засобу та навантаження борони
Джерело: розроблено авторами

Аналіз отриманих залежностей (4, 7,8, 24, 29, 30, 34) показує, що при русі в зворотному напрямі штока гідроциліндра компенсатора в режимі розвантаження енергетичного засобу та навантаження борони розвантажуються зчпний пристрій та задні ведучі колеса МТА (відповідно рівняння 4 і 27) на величину $P \cdot \frac{a}{l} \cdot \sin \alpha$, розвантажуються задні секції борони (рівняння 7 і 31) $P \cdot \left[\frac{a-d}{b-l} \cdot \sin \alpha - \frac{h}{b} \cdot \cos \alpha \right]$, завантажуються передні секції борони на $P \cdot \left[\frac{a-(d+b)}{b-l} \cdot \sin \alpha + \frac{h}{b} \cdot \cos \alpha \right]$.

Висновки. У загальному випадку проведений математичний аналіз дозволяє обґрунтувати те, що МТА з встановленим компенсатором зчпної ваги дозволяє перерозподілити навантаження в складі МТА, що зможе розширити функціональні можливості МТА та стабілізувати стійкість руху асиметричної дискової борони за умов її застосування в фермерських господарствах в ході проведення передпосівного обробітку ґрунту.

Список літератури

1. Асиметрична дискова борона : пат. 99016 Україна : А01В 21/08. № а201013465 ; заявл. 12.11.2010 ; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13.
2. Вольський В.А. Математична модель для визначення кута різання при взаємодії сферично-дискового робочого органу з ґрунтом. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2011. № 95. С. 80–91.
3. Вольський В.А. Результати досліджень щодо уточнення процесу різання ґрунту сферичним дисковим робочим органом. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2019. № 108. С. 30–36.
4. Горячкин В. П. Общий курс земледельческих машин и орудий. М. : Типолит, Рихтер, 1904. 157 с.
5. Гриценко О.П. Деякі аспекти підвищення ефективності дискових борін. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2005. № 93. С. 260–263.
6. Гриценко О. Теоретичні дослідження стійкості руху асиметричної дискової борони. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2009. № 96. С. 89–100.

7. Гуков Я.С. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01. Глеваха, 1998. 32 с.
8. Гуков Я.С. Обробіток ґрунту. Технологія і техніка. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України. Київ : Нора-Принт, 1990. 280 с.
9. Дисківне ґрунтообробне знаряддя : пат. 90803 Україна : А01В5/00. № а200812975 ; заявл. 25.02.2009 ; опубл. 25.02.2010, Бюл. № 10.
10. Експериментальні дослідження впливу швидкого руху котка-подрібнювача на якість подрібнення рослинних решток кукурудзи / Д. В. Богатирьов та ін. *Сільськогосподарські машини*. № 31. С. 10–17.
11. Зубець М., Гуков Я.С., Грицишин М.І. Актуальні проблеми технічної політики в аграрному секторі України. Глеваха : УААН, ННЦ «ІМЕСГ», 2005. 77 с.
12. Лінник М. К., Вольський В.А., Коцюбанський Р. В. До питання щодо прийнятого напрямку різання ґрунту сферичним диском. *Інноваційне забезпечення виробництва органічної продукції в АПК: зб. тез доповідей VII-ї міжн. наук. конфю.* м. Київ, 6 черв. 2019 р. 2019. С. 124–127.
13. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин / А. І. Бойко та ін. Київ, 2003. 203 с.
14. Теорія стійкого руху дискової борони / В. В. Адамчук et al. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2021. No. 14(113). P. 10–22. <https://doi.org/10.37204/0131-2189-2021-14-1>
15. A Mathematical Model of the Plane-Parallel Movement of an Asymmetric Machine-and-Tractor Aggregate / V. Bulgakov et al. *Agriculture*. 2018. Vol. 8, no. 10. P. 151. <https://doi.org/10.3390/agriculture8100151>
16. Study of the traction properties of agricultural gantry systems / V. Bulgakov et al. *Agraarteadus: Journal of Agricultural Science*. 2020. No. XXXI. P. 10–16.
17. Design of a roll crusher for sunflower stems and substantiation of the rational modes of its operation / V. Sheichenko et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 6, no. 1 (114). P. 28–37. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.244903>
18. Experimental Investigation of Plow-Chopping Unit / V. Bulgakov et al. *Agriculture*. 2021. Vol. 11, no. 1. P. 30.: <https://doi.org/10.3390/agriculture11010030>
19. Experimental investigations in draft resistance of spherical working tool of disk harrow / В. М. Булгаков et al. *Engineering Rural Device*. 2019. No. 18. P. 144–152.
20. Nadykto V., Arak M., Olt J. Theoretical research into the frictional slipping of wheel-type undercarriage taking into account the limitation of their impact on the soil. *Agronomy research*. 2015. No. 13. P. 148–157.
21. Nadykto V., Ivanovs V., Kistechok O. Investigation of the draft-and-power, and agrotechnical indicators of the work of a ploughing aggregate, created according to the scheme ‘push-pull’. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*. 2017. No. 62. P. 136–139.

References

1. Hrytsenko, O. P., Hukov, Ya. S., Sachenko, V. I., & Moiseienko, V. K. (2012). *Patent Ukrainy № 99016*.
2. Volskyi, V. A. (2011). Matematychna model dlia vyznachennia kuta rizannia pry vzaiemodii sferychno-dyskovoho robochoho orhana z ґрунтом. *Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva*, (95), 80–91.
3. Volskyi, V. A. (2019). Rezultaty doslidzhen shchodo utochnennia protsesu rizannia ґрунту sferychnym dyskovym robochym orhanom. *Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva*, (108), 30–36.
4. Horiachkin, V. P. (1904). *Obshchyi kurs zemledelcheskykh mashyn y orudyi*. М.: Typolyt, Rykhter.
5. Hrytsenko, O. P. (2005). Deiaki aspekty pidvyshchennia efektyvnosti dyskovykh borin. *Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva*. *Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva*, (93), 260–263.
6. Hrytsenko, O. (2009). Teoretychni doslidzhenia stiikosti rukhu asymetrychnoi dyskovoi borony. *Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva*, (96), 89–100.
7. Hukov, Ya. S. (1998). *Mekhaniko-tekhnologichne obgruntuvannia enerhozberihaiuchykh zasobiv dlia mekhanizatsii obrobittu ґрунту v umovakh Ukrainy* (Masters Thesis).
8. Hukov, Ya. S. (1990). *Obrobitok ґрунту. Tekhnolohiia i tekhnika. Mekhaniko-tekhnologichne obgruntuvannia enerhozberihaiuchykh zasobiv dlia mekhanizatsii obrobittu ґрунту v umovakh Ukrainy*. Kyiv: Nora-Prynt.
9. Hukov, Ya. S., Hrytsenko, O. P., Volskyi, V. A., Dudak, S. M., Polovyi, B. P., Hovorov, O. F., & Lysyi, O. O. (2010). *Patent Ukrainy № 90803*.

10. Bohatyrov, D. V., Salo, V. M., Leshchenko, S. M., & Machok, Yu. V. (b. d.). Eksperymentalni doslidzhennia vplyvu shvydkoho rukhu kotka-podribniuvacha na yakist podbribnennia roslynnykh reshtok kukurudzy. *Silskohospodarski mashyny*, (31), 10–17.
11. Zubets, M., Hukov, Ya. S., & Hrytsyshyn, M. I. (2005). *Aktualni problemy tekhnichnoi polityky v ahrrarnomu sektori Ukrainy*. Hlevakha: UAAN, NNTs «IMESH».
12. Linnyk, M. K., Volskyi, V. A., & Kotsiubanskyi, R. V. (2019). Do pytannia shchodo pryiniatoho napriamku rizannia hruntu sferychnym dyskom. U *Zbirnyk tez dopovidei VII-yi mizhnarodnoi naukovoï konferentsii «Innovatsiine zabezpechennia vyrobnytstva orhanichnoi produktsii v APK»* (s. 124–127).
13. Boiko, A. I., Sviren, M. O., Shmat, S. I., & Nozhnov, M. M. (2003). *Novi konstruksii gruntoobrobnykh ta posivnykh mashyn*. Kyiv.
14. Adamchuk, V. V., Bulhakov, V. M., Nadykto, V. I., Kuvachov, V. P., Ihnatev, Ye. I., & Olt, Yu. (2021). Teoriia stiikoho rukhu dyskovoï borony. *Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva*, (14(113)), 10–22. 2189-2021-14-1doi:10.37204/0131
15. Bulgakov, V., Pascuzzi, S., Nadykto, V., & Ivanovs, S. (2018). A Mathematical Model of the Plane-Parallel Movement of an Asymmetric Machine-and-Tractor Aggregate. *Agriculture*, 8(10), 151. doi:10.3390/agriculture8100151
16. Bulgakov, V., Olt, J., Kuvachov, V., & Smolitsky, S. (2020). A theoretical and experimental study of the traction properties of agricultural gantry systems. *Agraarteadus: Journal of Agricultural Science*, (XXXI), 10–16.
17. Sheichenko, V., Volskyi, V., Kotsiubanskyi, R., Dnes, V., Shevchuk, M., Bilovod, O., & Drozhchana, O. (2021). Design of a roll crusher for sunflower stems and substantiation of the rational modes of its operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6(1 (114)), 28–37. 4061.2021.244903doi:10.15587/1729
18. Bulgakov, V., Aboltins, A., Beloev, H., Nadykto, V., Kyurchev, V., Adamchuk, V., & Kaminskiy, V. (2021). Experimental Investigation of Plow-Chopping Unit. *Agriculture*, 11(1), 30. doi:10.3390/agriculture11010030
19. Bulhakov, V. M., Pascuzzi, S., Ivanovs, S., & Volskyi, V. (2019). Experimental investigations in draft resistance of spherical working tool of disk harrow. *Engineering Rural Device*, (18), 144–152.
20. Nadykto, V., Arak, M., & Olt, J. (2015). Theoretical research into the frictional slipping of wheel-type undercarriage taking into account the limitation of their impact on the soil. *Agronomy research*, (13), 148–157.
21. Nadykto, V., Ivanovs, V., & Kistechok, O. (2017). Investigation of the draft-and-power, and agrotechnical indicators of the work of a ploughing aggregate, created according to the scheme ‘push-pull’. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, (62), 136–139.

Serhii Stepanenko, DSc., Senior Researcher, **Oleksandr Hrytsenko**, Researcher

Institute of Mechanics and Automation of Agroindustrial Production, National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Glevakha, Ukraine

Mathematical Modeling of the Stability of Movement of Asymmetric Disc Harrow

The production necessity to expand the functional capabilities of farm machinery and tractor units (MTUs), being the most demanded in small farms due to their high energy intensity, reliability, and versatility in the production of agricultural products, is an important task that requires the application of new methodological, practical approaches, and relevant design solutions.

This article discusses the application of a hitch weight compensator, installed on the frame and plow of an asymmetric disc harrow, as one of the ways to rationally redistribute the hitch weight within the MTU during pre-sowing soil tillage. The mathematical justification is provided for improving the stability of the movement of an asymmetric disc harrow and the use of wide-span agricultural units, which allows increasing the productivity of their application and reducing temporary and energy costs for pre-sowing soil cultivation.

In the general case, the performed mathematical analysis allows you to justify the fact that the MTA with an installed hitch weight compensator allows you to redistribute the load in the MTA composition, which will be able to expand the functional capabilities of the MTA and stabilize the stability of the movement of the asymmetric disc harrow under the conditions of its use in farms during pre-sowing soil cultivation.

asymmetric disc harrow, energy tool, MTU (machine and tractor unit), hitch weight, redistribution, compensator

Одержано (Received) 18.09.2023

Прорецензовано (Reviewed) 04.10.2023

Прийнято до друку (Approved) 27.12.20