

# МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ, РОБОЧІ ОРГАНИ ТА МАШИНИ ДЛЯ РОСЛИННИЦТВА

УДК 631.331.5

## МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОМБІНОВАНОГО СОШНИКА СЕЛЕКЦІЙНОЇ СІВАЛКИ

**В. М. Булгаков**, д.т.н., академік НААН, Національний університет біоресурсів і природокористування України

**В. В. Адамчук**, д.т.н., академік НААН, Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства"

**Г. М. Калетнік**, д.е.н., академік НААН, Вінницький національний аграрний університет

**І. В. Головач**, д.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України

**В. П. Горобей**, к.т.н., НВО "Селта" ННЦ "ІМЕСГ"

*На підставі проведеного теоретичного дослідження обґрунтовані конструктивні і кінематичні параметри нового комбінованого дводисково-анкерного сошника, що об'єднує переваги дводискових і сошників анкерного типу та може успішно використовуватись на грубо підготовлених, з рослинними залишками ґрунтах і стійко забезпечує глибину загортання насіння на підвищених швидкостях висіву при селекційних висівах. При цьому були обґрунтовані параметри комбінованого дводисково-анкерного сошника з удосконаленим механізмом регулювання глибини висіву насіння. На основі розробленої математичної моделі руху у ґрунті даного сошника теоретично обґрунтовано необхідність застосування пружини певної жорсткості для забезпечення стабільності висіву насіння на задану глибину в межах агротехнологічного допуску. Отримано залежності для розрахунку раціональної пружності пружини, що враховують геометричні параметри конструкції сошника. На підставі виконаних чисельних розрахунків на ПК встановлено, що для подолання сили опору ґрунту, яка діє на кулеподібну частину комбінованого сошника, жорсткість  $k$  пружини повинна знаходитись в діапазоні  $9,04 \cdot 10^3 \dots 3,60 \cdot 10^4$  Н/м.*

**Ключові слова:** селекційний посів, сівалка, комбінований сошник, еквівалентна схема, математична модель, пружина, агротехнологічний допуск, розрахунок на ПК.

### Постановка та обґрунтування проблеми.

Якість посіву значно впливає на отримання високого врожаю. Підбір сошникової групи може гарантувати рівномірність розподілу насіння на необхідну глибину. Для посіву зернових у виробничих умовах і в селекційно-насінницькій практиці застосовують сівалки з дводисковими сошниками, які не забезпечують стабільності висіву насіння по глибині, особливо на підвищених швидкостях сівби. Наральникові сошники більш рівномірно укладають насіння на задану глибину, на тверде насіннєве ложе, але їх використовують рідше, оскільки вони, на відміну від дискових, вимагають ретельної підготовки ґрунту. Насіння, що висівається, необхідно розмістити в ґрунті на заданій глибині. Прийнята глибина загортання насіння пшениці, жита, вівса, ячменю на легких ґрунтах становить 4,5...6,0 см, на середніх вологих 2,5...4,5 см, важких 2,0...4,0 см, в зоні вітрової ерозії 6...8 см. Кількість насіння, що висіє на задану глибину, повинна бути не менше 80% [4]. Підбір сошникової групи може гарантувати розміщення насіння на необхідну глибину.

Тому серед першочергових завдань є створення конструкції сошника для висіву зернових культур, що забезпечує підвищення стабільності глибини загортання насіння та розподілу по дну насіннєвої борозни шляхом виключення контакту насіння з внутрішньою поверхнею обертючих при русі сошника дисків. Найбільш прийнятною конс-

трукцією з погляду авторів є конструкція комбінованого дводисково-анкерного сошника, який об'єднує переваги дводискового і анкерного сошників. Однак створення такої конструкції є неможливим без ретельного теоретичного обґрунтування конструктивних та технологічних параметрів дводисково-анкерного сошника.

**Мета дослідження.** Розробити теоретичні засади по механіко-технологічному обґрунтуванню конструктивних і кінематичних параметрів нового комбінованого сошника селекційної сівалки.

**Методи дослідження.** При проведенні дослідження використані методи математичного моделювання, математики, теоретичної механіки, а також методи складання програм та чисельних розрахунків на ПК.

**Методика досліджень.** Для забезпечення стабільності глибини висіву насіння, визначення параметрів комбінованого дводисково-анкерного сошника для математичного опису його руху в ґрунті проаналізовано схему сил, які діють на нього під час руху, без врахування сил інерції. Розроблено конструктивну схему та методику розрахунку жорсткості пружини для забезпечення максимального відхилення глибини висіву насіння в межах агротехнічного допуску.

Розрахунки конструкції сошника з заданими геометричними параметрами проведено згідно з розробленою програмою числових розрахунків на

ПК в середовищі MathCAD.

**Результати досліджень.** В основу модернізації сошника селекційної сівалки поставлено завдання поліпшення конструкції комбінованого дводискового сошника, що забезпечений кілеподібною частиною, шарнірно прикріпленою між дисками до корпусу сошника, що забезпечує підвищення рівномірності глибини закладення насіння шляхом виключення підйому нижньої частини нарального на висоту, що перевищує величину агротехнологічного допуску. Поставлене завдання вирішується за рахунок того, що в конструкції сошника, що вміщує встановлені, з можливістю обертання кутом вперед по ходу руху сошника, два плоских диски і розташований між ними корпус сошника, а між дисками за допомогою шарнірної підвіски і пружини до його корпусу прикріплена кілеподібна частина, яка вміщує розтруб і наральник. Установка кілеподібної частини сошника між дисками шляхом кріплення його до корпусу за допомогою шарнірної підвіски і пружини дозволяє наральнику кілеподібної частини сошника рухатися по підготовленій борозні, попередньо відкритій дисками, ущільнюючи дно насінневої борозни, при цьому насіння не контактує з обертовими поверхнями дисків, що виключає винесення насіння з ґрунтом у верхню частину борозни, підвищуючи стабільність глибини і загорання насіння. Поєднання переваг дводискового і кілеподібного сошників реалізовано в конструкції комбінованого сошника [11-14]. Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в конструкції сошника додатково встановлені, з можливістю обертання кутом вперед по ходу руху сошника два плоских диски і розташований між ними корпус сошника, а між дисками за допомогою шарнірної підвіски і пружини до його корпусу прикріплена кілеподібна частина, яка вміщує розтруб і наральник, виконаний з виступами і заглибленнями, що розташовані почергово.

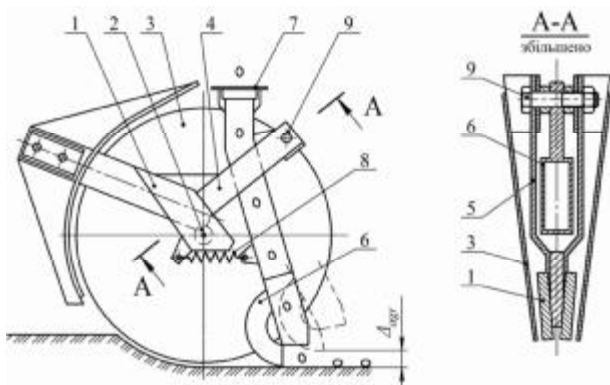


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема комбінованого сошника (вигляд збоку при знятому лівому диску): 1 – корпус; 2 – вісь; 3 – диск; 4 – тримач; 5 – щока; 6 – розтруб; 7 – наральник; 8 – пружина; 9 – шарнірна підвіска

Для забезпечення стабільності глибини висіву насіння, визначення параметрів комбіновано-

Шарнірна підвіска, відповідно до удосконаленої конструкції комбінованого дводисково-анкерного сошника, прикріплена до тримача, з'єданого з корпусом сошника, і складається з двох щік, які створюють порожнину, в якій встановлена кілеподібна частина таким чином, що вісь шарнірної підвіски кілеподібної частини розташована ззаду неї по ходу руху сошника, а проекція осі на дно насінневої борозни співпадає з зоною контакту нижньої частини кілеподібної частини і дна насінневої борозни.

Конструктивно-технологічна схема нового комбінованого сошника представлена на рис. 1. Загальний вигляд сошникового вузла з комбінованим дводисково-анкерним сошником наведено на рис. 2.

Комбінований сошник (рис. 1) складається з корпусу 1, в якому на осях 2 встановлені з можливістю обертання кутом вперед по ходу руху сошника два плоскі диски 3. Між дисками 3 з корпусом сполучений тримач 4, що складається з двох щік 5. У порожнину, утворену щоками 5, вставлена кілеподібна частина комбінованого сошника, що має розтруб 6 і наральник 7, і прикріплена до корпусу 1 пружиною 8, а до щік тримача 4 – за допомогою шарнірної підвіски 9, яка розташована відносно ходу сошника позаду кілеподібної частини.

Установка кілеподібної частини сошника між дисками шляхом кріплення його до корпусу за допомогою шарнірної підвіски і пружини дозволяє наральнику кілеподібної частини сошника рухатись по підготовленій борозні, попередньо відкритій дисками, ущільнюючи дно насінневої борозни, при цьому насіння не контактує з поверхнями дисків, що обертаються, що виключає винесення насіння з ґрунтом у верхню частину борозни, підвищуючи стабільність глибини загорання насіння.



Рис. 2. Загальний вигляд сошникового вузла з комбінованим дводисково-анкерним сошником:

1 – диск; 2 – наральник; 3 – насіннепровід; 4 – загортач; 5 – прикочувальний коток; 6 – регулятор глибини загорання насіння

го дводисково-анкерного сошника для математичного опису його руху в ґрунті необхідно проана-

лізувати схему сил, які діють на нього під час руху, без врахування сил інерції. Розглянемо конструкцію нового сошника, як зрівноважену

систему, і відповідну еквівалентну схему, що наведена на рис. 3.

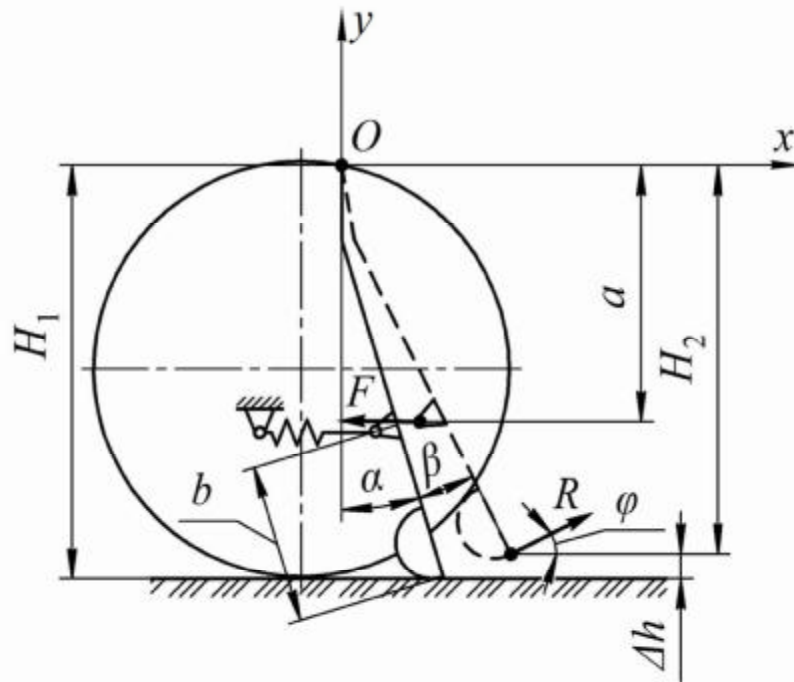


Рис. 3. Еквівалентна схема комбінованого дводисково-анкерного сошника селекційної сівалки

Покажемо на еквівалентній схемі (рис. 3) основні конструктивні розміри та силові параметри елементів комбінованого сошника, який рухається у ґрунті на певній глибині:  $H_1$  – відстань від осі шарнірної підвіски до дна насінневої борозни;  $H_2$  – глибина висіву при максимальному відхиленні;  $a$ ,  $b$  – конструктивні параметри сошника;  $\alpha$  – початковий кут відхилення кілеподібного сошника від вертикалі;  $\beta$  – кут відхилення кілеподібного сошника й відповідно руху насіння при висіві;  $R$  – сила опору ґрунту;  $\varphi$  – кут відхилення напрямку сили опору ґрунту від горизонталі;  $Dh$  – зміна глибини висіву насіння;  $F$  – сила пружності пружини.

При цьому відстань від осі шарнірної під-

віски до дна насінневої борозни  $H_1$  вибрана із співвідношення:

$$H_1(1 - \cos b_{\max}) = Dh < D_{agr} \quad (1)$$

де:  $b_{\max}$  – максимальний кут відхилення кілеподібної частини сошника від осі шарнірної підвіски;  $D_{agr}$  – величина агротехнічного допуску на величину закладки насіння у ґрунті.

Запишемо далі рівняння рівноваги при максимальному відхиленні висіву як рівності нулю моментів сил, що діють на систему, відносно точки  $O$  шарнірної підвіски (рис. 3):

$$-F a \cos b + R \sin \varphi \{ a \sin b + b \sin(a + b) \} + R \cos \varphi \{ a \cos b + b \cos(a + b) \} = 0 \quad (2)$$

З рівняння рівноваги (2) отримаємо вираз для знаходження сили пружності пружини:

$$F = \frac{R \{ \sin \varphi \{ a \sin b + b \sin(a + b) \} + \cos \varphi \{ a \cos b + b \cos(a + b) \} }{a \cos b} \quad (3)$$

При невеликому куті повороту  $b$  величину розтягу пружини можна прийняти рівною:

$$Dx = a \sin b \quad (4)$$

Далі знайдемо зв'язок між величиною розтягу пружини  $Dx$  і відхиленням  $Dh$  глибини ходу у ґрунті наральника кілеподібної частини комбінованого сошника.

Якщо вважати, що:

$$Dh = H_1 - H_2 \quad (5)$$

і виходячи з того, що

$$H_1 = a + b \cos a \quad (6)$$

а

$$H_2 = a + b \cos(a + b),$$

то відхилення  $Dh$  глибини ходу буде до-рівнювати:

$$Dh = b \cos \alpha - b \cos(\alpha + \beta). \quad (8)$$

З виразу (8) знаходимо:

$$\cos(\alpha + \beta) = \cos \alpha - \frac{Dh}{b}. \quad (9)$$

Тоді з виразу (9) отримуємо:

$$\alpha + \beta = \arccos \left( \cos \alpha - \frac{Dh}{b} \right). \quad (10)$$

І, нарешті, з виразу (10) знаходимо кут  $\beta$  відхилення руху насіння:

$$\beta = \arccos \left( \cos \alpha - \frac{Dh}{b} \right) - \alpha. \quad (11)$$

Підставляючи в формулу (11) значення  $Dh = D_{agr}$  допустимого відхилення глибини висіву насіння з врахуванням агротехнічного допуску, а також значення параметрів  $b$  та  $\alpha$ , отримуємо значення максимального допустимого кута відхилення  $\beta_{max}$ :

$$k = \frac{\left\{ \sin \beta \left( a \sin \beta + b \sin(\alpha + \beta) \right) + \cos \beta \left( a \cos \beta + b \cos(\alpha + \beta) \right) \right\} R}{a^2 \cos \beta \times \sin \left( \arccos \left( \cos \alpha - \frac{D_{agr}}{b} \right) - \alpha \right)}. \quad (16)$$

Результати розрахунків на ПК, згідно з розробленою програмою в середовищі MathCAD, за виразом (16) свідчать, що при геометричних параметрах сошника  $a = 120$  мм,  $b = 220$  мм,  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\beta = 10^\circ$  максимальний розтяг пружини повинний складати  $Dx_{max} = 14$  мм.

За даними розрахунків, проведених на ПК, також побудований графік залежності жорсткості  $k$  пружини від реакції  $R$  опору ґрунту (рис. 4). Як бачимо з даних цього графіку, вказана залежність має лінійний характер.

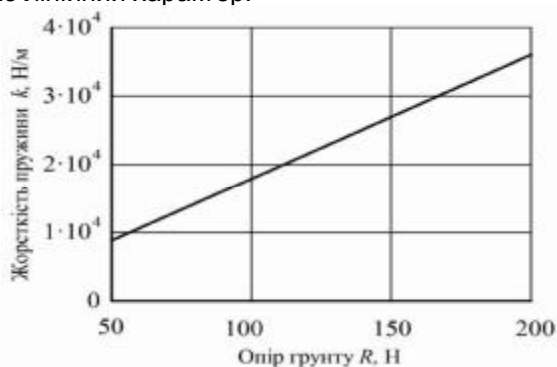


Рис. 4. Залежність жорсткості  $k$  пружини від реакції  $R$  опору ґрунту

$$\beta_{max} = \arccos \left( \cos \alpha - \frac{D_{agr}}{b} \right) - \alpha. \quad (12)$$

Підставивши вираз (12) у вираз (4), отримуємо величину максимального розтягу пружини:

$$Dx_{max} = a \times \sin \beta_{max}. \quad (13)$$

або:

$$Dx_{max} = a \times \sin \left( \arccos \left( \cos \alpha - \frac{D_{agr}}{b} \right) - \alpha \right). \quad (14)$$

Враховуючи вирази (3) та (14) можна розрахувати жорсткість  $k$  пружини, при якій величина відхилення буде знаходитись у межах агротехнічного допуску:

$$k = \frac{F}{Dx_{max}} = \frac{F}{a \times \sin \left( \arccos \left( \cos \alpha - \frac{D_{agr}}{b} \right) - \alpha \right)}. \quad (15)$$

або, враховуючи вираз (3):

З графіка також видно, що для подолання сили опору  $R$  ґрунту, що знаходиться в діапазоні 50...200 Н, при куті тертя  $\varphi = 45^\circ$  ґрунту по напрямку кулеподібного сошника жорсткість  $k$  пружини повинна бути у межах  $9,04 \cdot 10^3 \dots 3,60 \cdot 10^4$  Н/м.

#### Висновки:

1. Теоретично обґрунтовані параметри комбінованого дводисково-анкерного сошника, зокрема необхідність застосування пружини певної жорсткості для забезпечення стабільності руху (у повздовжньо-вертикальній площині) у ґрунті і висіву насіння на задану глибину в межах агротехнічного допуску.

2. Отримана нова математична модель для розрахунку раціональної пружності пружини для подолання сил опору ґрунту, що діє на кілеподібну частину комбінованого сошника, яка встановлена верхньою частиною у шарнірі.

3. Проведені згідно розробленої програми, на ПК чисельні розрахунки в середовищі MathCAD, отриманої математичної моделі, показали, що жорсткість  $k$  пружини повинна знаходитись в діапазоні  $9,04 \cdot 10^3 \dots 3,60 \cdot 10^4$  Н/м.

#### Список використаної літератури:

1. Машины и лабораторное оборудование для селекционных работ в растениеводстве / Справочное пособие. // Под общ. ред. В.М. Дринчи. – Воронеж: НПО "МОДЭК", 2010. – 432с.

Вісник Сумського національного аграрного університету

Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів», випуск 10/1 (29), 2016

2. Механізація полеводства. Под ред. А.Н. Карпенко. – М.: Гос. изд. с.-х. литературы. – 1958. – 533 с.
3. Сисолін П.В. Забезпечення оптимальних норм висіву зернових культур за рахунок підвищення якості загортання насіння / П.В. Сисолін // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. праць УкрНДІПВТ. – Дослідницьке, 2003, Вип. 6(20). Кн. 1. – С. 68-72.
4. Васильченко В. Фактори, які визначають якість сівби / В. Васильченко, В. Опалко // Агрон. ном. – 2011, №1. – С. 186-189.
5. Сакстон К.Е. Главный элемент сеялки / К.Е. Сакстон // Зерно. – 2007, № 3. – С. 97-105.
6. А.с. СССР №1688796, SU, A01C7/20. Сошник / А.П. Коломиец; заявка: №472443415; заявл. 27.07.91; опубл. 07.11.91, Бюл. №41.
7. А.с. СССР № 1273006, SU, A01C7/20/ Сошник / В.А. Насонов; В.А. Зырянов; И.И. Зайцев; М.С. Хоменко; заявка № 3911802/ SU; заявл. 19.05.85; опубл. 26.12.95, Бюл. №4.
8. Шмат С.І., Резніченко В.А. Можливості підвищення якісних показників дводискових сошників / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 17. КНТУ. 2006. – С. 79-81.
9. Горобей В.П. Определение жесткости пружины комбинированного двухдискового анкерного сошника / В.П. Горобей // Москва. «Журнал: Механизация и электрификация сельского хозяйства». – 2015, №1. – С. 7-9.
10. Патент України №93837, UA A01C2/00. Дводисковий комбінований сошник / В.П. Горобей; В.А. Лузін; О.Л. Красніченко – заявка № а201006315; заявл. 25.05.10; опубл. 10.03.11; Бюл. № 5.
11. Булгаков В.М. Вдосконалення конструкції комбінованого дводисково-анкерного сошника / В.М. Булгаков, В.П. Горобей // Вісник аграрної науки. – Київ, 2016, №4.– С.57-64.
12. V. Bulgakov. Theory of the oscillations of a toothed disc opener during its movement across irregularities of the soil surface // V. Bulgakov, V. Adamchuk, V. Gorobey, J. Olt // Agronomy Research. – 2016, Volume 14. No 3. – p.p. 711-724.
13. V. Adamchuk. Theory of two-disc anchor opener of grain drill / V. Adamchuk, V. Bulgakov, V. Gorobey, Ya. Ihnatiev // Mechanization in agriculture. International scientific, scientific applied and informational journal. Year LXII, ISSN 0861-9638, issue 5/2016, Sofia, Bulgaria. Scientific technical union of mechanical engineering Bulgarian association of mechanization in agriculture. – p.p. 6-8.
14. Адамчук В.В. Теоретичне та експериментальне обґрунтування комбінованого дводисково-анкерного сошника // В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, І.В. Головач, В.П. Горобей // Механізація та електрифікація сільського господарства: Загальнодержавний збірник – Національного наукового центру «ІМЕСГ» НААН України. – Глеваха, 2016. – Випуск №3 (102). – С. 11-19.

**Булгаков В. М., Адамчук В. В., Калетник Г. Н., Головач І. В., Горобей В. П. Механико-технологическое обоснование параметров комбинированного сошника селекционной сеялки**

*На основании проведенного теоретического исследования обоснованы конструктивные и кинематические параметры нового комбинированного двухдисково-анкерного сошника, который объединяет преимущества двухдисковых и сошников анкерного типа и может успешно использоваться на грубо подготовленных, с растительными остатками грунтах и стойко обеспечивать глубину заделки семян на повышенных скоростях высева при селекционных посевах. При этом были обоснованы параметры комбинированного двухдисково-анкерного сошника с усовершенствованным механизмом регулирования глубины высева семян. На основе разработанной математической модели движения в почве данного сошника теоретически обоснована необходимость применения пружины определенной жесткости для обеспечения стабильности высева семян на заданную глубину в пределах агротехнологического допуска. Получена зависимость для расчета рациональной упругости пружины, которая учитывает геометрические параметры конструкции сошника. На основании выполненных численных расчетов на ПК установлено, что для преодоления силы сопротивления почвы, которая действует на комбинированный сошник, жесткость пружины должна находиться в диапазоне  $9,04 \cdot 10^3 \dots 3,60 \cdot 10^4$  Н/м.*

**Ключевые слова:** селекционный посев, сеялка, комбинированный сошник, эквивалентная схема, математическая модель, пружина, агротехнологический допуск, расчет на ПК.

**Bulgakov V., Adamchuk V., Kaletnik H., Golovach I., Gorobey V. Mechanical and technological substantiation of parameters of combined openers for breeding seeder**

*On the basis of the theoretical research substantiated constructive and kinematic parameters of a new combined two-disk anchor opener, which integrates in itself constructive elements of two-disk openers and anchor type openers and can works on roughly prepared soil with plant residues and provides the stable*

seeds sowing depth at the increased seeding speeds. Parameters of the combined two-disk opener with the modernized mechanism of sowing depth regulation are substantiated. On the basis of the scheme of an opener design it is proved need of using certain rigidity spring for stability seeding to a predetermined depth within the agrotechnology limit. Dependences for calculation of rational spring elasticity which take into account geometrical parameters of opener design are obtained. On the basis of numerical calculations carried out on the PC found that for overcoming the soil resistance force which acts on the combined opener, spring stiffness should be in the range of  $9,04 \cdot 10^3 \dots 3,60 \cdot 10^4$  N/m.

**Keywords:** crop breeding, seeding machine, combined opener, equivalent scheme, mathematical model, spring, agrotechnological limit, calculation on the PC.

Стаття надійшла в редакцію: 30.09.2016  
Рецензент: д.т.н., проф. Гецович Є.М.

УДК 631.372+629.3.017

## ТЕОРЕТИЧНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ОРНОГО АГРЕГАТУ, ПРАЦЮЮЧОГО ЗА СХЕМОЮ «PUSH-PULL»

**В. Т. Надикто**, доктор технічних наук, чл.-кор. НААН,  
**О. Д. Кістечок**, інженер  
Таврійський державний агротехнологічний університет

Наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень двох орних машинно-тракторних агрегатів (МТА). Один з них складався із трактора ХТЗ-16131, фронтального двохкорпусного й задньонавішеного чотирьохкорпусного плугів (схема «push-pull» «2+4»), а другий (із цього ж трактора й п'ятикорпусного задньонавішеного плуга (схема «0+5»). Згідно отриманим експериментальним даним робоча ширина захвата агрегату за схемою «2+4» була на 20,9% більше, ніж в агрегаті за схемою «0+5». І хоча робоча швидкість руху першого МТА виявилася на 1,5% нижче, через перевагу в ширині захвату продуктивність його роботи була вище на 19,5%. У силу цього питома витрата палива агрегатом за схемою «2+4» виявилася нижчою. В умовах польового експерименту економія палива склала 11,5%. Середньо квадратичне відхилення глибини оранки для обох порівнюваних агрегатів не перевищувало агротехнічних вимог ( $\pm 2$  см) і окремо становило: для МТА за схемою «0 + 5» - (1,98 см, а для агрегату за схемою «2+4» - (1,52 см. У той же час, зазначена різниця між цими статистичними характеристиками ( $\pm 1,98$  см і  $\pm 1,52$  см) є не випадковою. Із цієї причини можна вважати, що застосування орного агрегату за схемою «push-pull» «2+4» забезпечує обробку ґрунту із кращою рівномірністю ходу плугів по глибині.

**Ключові слова:** оранка, агрегат, «push-pull», фронтальний плуг, схема агрегату, продуктивність, витрата палива.

**Постановка проблеми.** Однією з найбільш важливих задач сільськогосподарського виробництва є зменшення енергетичних витрат на оранці. Першим кроком у рішенні цієї проблеми є підвищення тягово-зчіпних властивостей трактора шляхом збільшення його зчіпної ваги.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

У складі орного машинно-тракторного агрегату (МТА) домогтися цього можна шляхом застосування плугів, приєднаних за схемою «push-pull». Як показують теоретичні дослідження, за рахунок вертикальної складової тягового опору фронтального плуга збільшується довантаження передніх коліс, а значить і зчіпна вага трактора. У результаті це приводить як до певного зменшення його буксування, так і зниженню питомої витрати палива орним агрегатом у цілому [1-3].

Однак, при неправильному приєднанні фронтального плуга до енергетичного засобу може мати місце не довантаження, а навпаки – розвантаження передніх коліс трактора й немінуча при цьому втрата керованості й стійкості руху всього орного МТА. Теоретичними дослід-

женнями встановлено, що щоб уникнути цього при використанні трактора з номінальним тяговим зусиллям 30...32 кН фронтальний плуг повинен мати два корпуси, а задній – 4 (схема «2+4») [4]. Трактор при цьому рухається правими колесами в борозні, фронтальний плуг приєднаний до нього в горизонтальній площині жорстко, а опорне колесо цього знаряддя розміщене поза борозною.

**Формулювання цілей статті (постановка завдання).** Метою цієї статті є виклад і аналіз результатів експериментальної оцінки тракторних, тягово-енергетичних і агротехнічних показників роботи орного агрегату за схемою «push-pull» із числом корпусів «2+4».

**Виклад основного матеріалу досліджень Методи та матеріали.** Орний агрегат за схемою «2+4» складався із трактора ХТЗ-16131, фронтального двохкорпусного й задньонавішеного чотирьохкорпусного плугів (рис. 1 а).

Для порівняння з ним випробовували орний агрегат за схемою «0+5», що складається із цього ж трактора й задньонавішеного