

ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВОГО ОПОРУ КОМБІНОВАНОЇ СЕКЦІЇ ПРОСАПНОЇ СІВАЛКИ

Карташов С.Г. к.т.н., доцент, Дудка В.С. аспірант
(Таврійський державний агротехнологічний університет)

В роботі приведений приклад аналітичного розрахунку тягового опору перспективної конструкції комбінованої секції просапної сівалки

Вступ - Технологічний процес виробництва зернових культур включає ряд операцій: лушення стерні, оранка, дискування, передпосівна культивування і ін. Одним із способів зниження загальних витрат енергії є виключення однієї і більше технологічних операцій обробки ґрунту. Впровадження ресурсозберігаючих технологій на 40% посівних площ. Це один з ефективних шляхів зниження витрат виробництва, підвищення продуктивності праці, зниження залежності від погодних умов. Впровадження ресурсозберігаючих технологій необхідне і тому, що за останніх 8 років ціни на дизельне паливо зросли майже в 6 разів, тоді як ціна на зерно – в 3 рази. За даними Національного фонду розвитку зберігаючого землеробства, при використанні ресурсозберігаючих технологій палива витрачається в 2-3 рази менше, ніж при традиційній.

Це обумовлює дослідження ресурсозберігаючих способів та технічних засобів, що забезпечують виконання комплексу операцій за один прохід агрегату, таких як поверхнева обробка ґрунту щілерізом, формування борозни для висіву, посів зернових, загортання і ущільнення ґрунту.

В зв'язку з цим пропонується розрахунок перспективної конструкції комбінованої секції просапної сівалки.

Основна частина – Принцип дії розробленої комбінованої секції заключається в наступному, після взаємодії дискового ножа 2 на ґрунт в ній формується зона з порушеною структурою. Після проходження дискового ножа 2 йде операція формування борозни за оптимальною щільністю ґрунту гумовим колесом вібраційної дії 3. Слідом за колесом вібраційної дії в борозну сошником 5 висівається зерно з стартовою дозою добрив. Укладене зерно засипають ґрунтом загортачами 6, після чого ґрунт прикочують фасонними катками 9 причому відстань від дна борозни до рівня поверхні ґрунту зберігають рівним глибині закладення насіння.

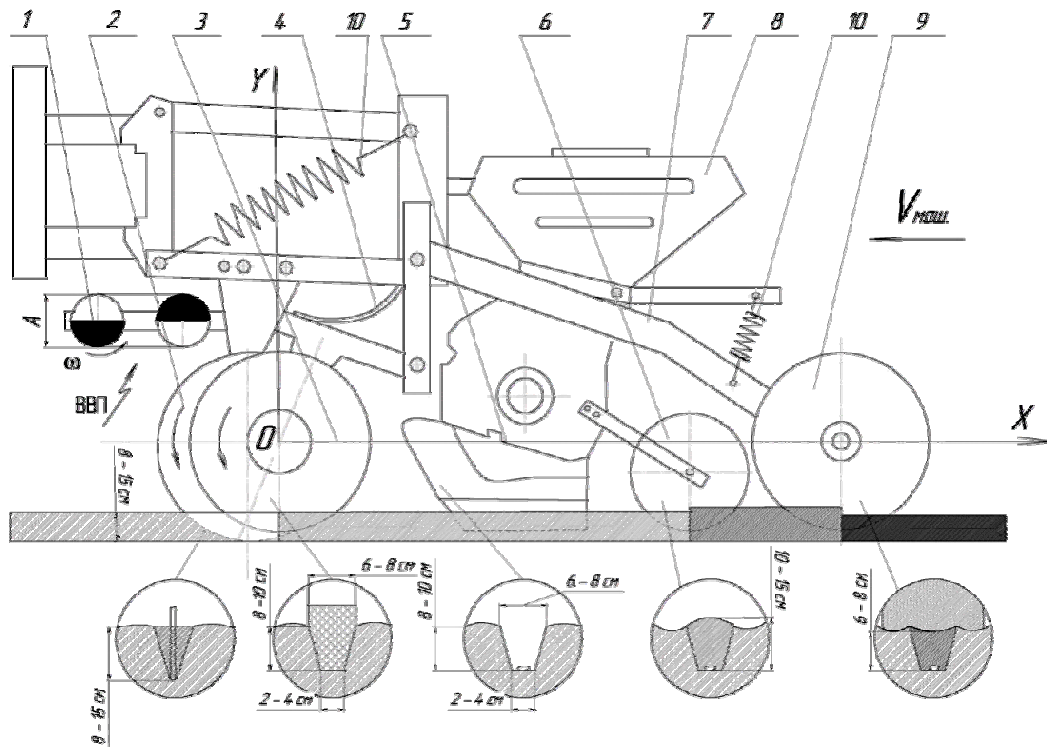


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема роботи комбінованої секції просапної сівалки: 1 – дебаланси, 2 – дисковий ніж, 3 – колесо вібраційної дії, 4 – торсіон, 5- сошник, 6 – загортачі, 7 – рама, 8 – бункер, 9 – прикочуючий каток, 10 – пружини

Тяговий опір комбінованої секції просапної сівалки P_x складається з суми всіх тягових опорів елементів:

$$P_x = P_d + P_{в.к} + P_{прик.}; \quad (1)$$

де P_d , $P_{в.к}$, $P_{прик.}$, - опір дискового ножа, вібраційного колеса, загортача та прикочуючого котка, відповідно.

Тяговий опір дискового ножа P_d розраховується

$$P_d = R_x = P; \quad (2)$$

де, R_x – складова вздовж осі координат X,

Тяговий опір дискового ножа можна вибрати згідно проведених експериментальних даних з рисунк 2. [1]

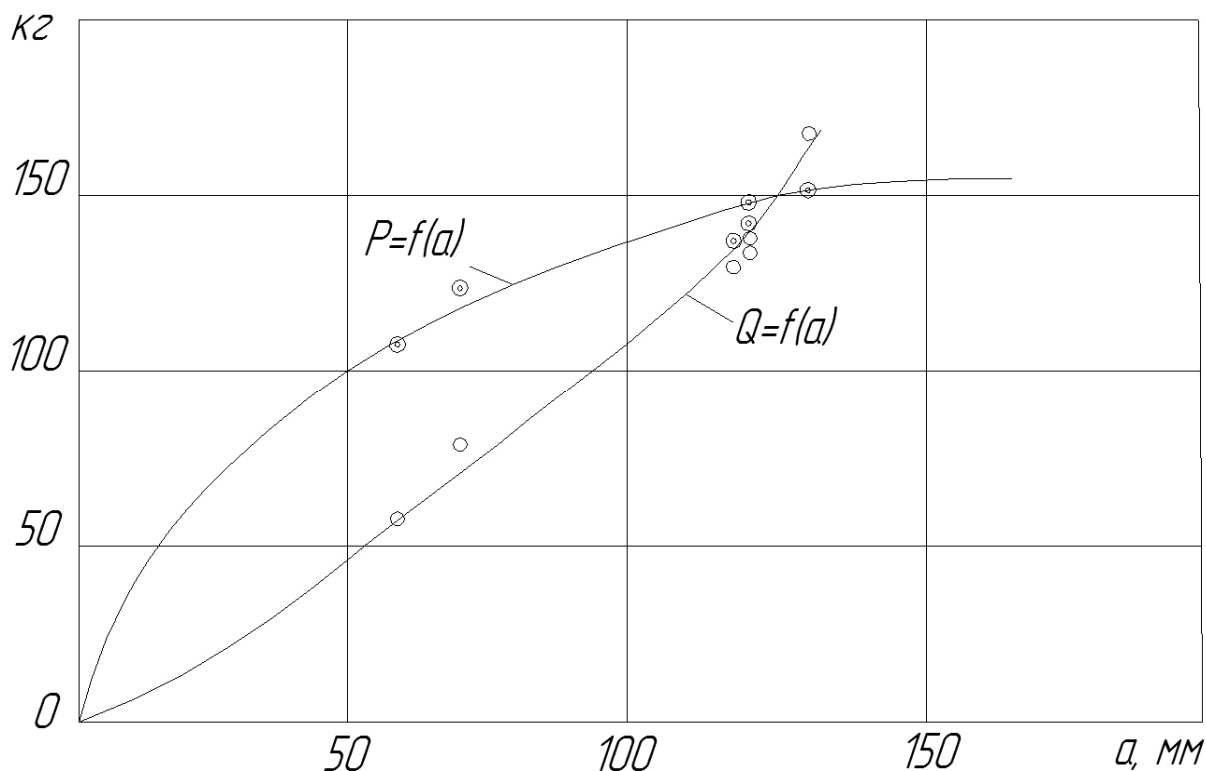


Рис. 2. Зміна сил P – горизонтальних та Q – вертикальних сил дискового ножа (мм) при збільшенні заглиблення його ходу. Дослідження проведені на стерні при вологості ґрунту 20%. Опір ґрунту при розклинуванні $H_8=20,5\text{кг/см}^2$. Ґрунт – важкий суглинок.[1]

Визначення тягового опору вібраційного колеса $P_{в.к.}$

$$P_{в.к.} = P_{ст.} + P_{дин.}; \quad (3)$$

де, $P_{ст.}$ – статичний опір колеса H ,

$P_{дин.}$ – динамічний опір колеса H ;

$$P_{ст.} = Q_k + F_{пр.}; \quad (4)$$

де, Q_k – вага катка, кг

$F_{пр.}$ – сила дії пружини, Н.

В свою чергу $F_{пр.} = k \cdot x$;

де, k – коефіцієнт жорсткості пружини Н/м. $k = \frac{mg}{x}$;

m – маса секції, кг.

g – прискорення вільного падіння, що дорівнює $9,8 \text{ м/с}^2$.

x – видовження пружини, м.

$$P_{дин.} = Q_k + F_{пр} + \frac{T}{\Theta} \cdot \frac{A^0}{A_{\infty}} \cdot P_0; \quad (5)$$

де, A_0 та A_{∞} – реальна та номінальна (паспортна) частота коливань Гц.

P_0 – відцентрова сила вібробудувача Н.

T – період коливання дебалансу при частоті $f(1/c)$,

Θ – час взаємодії колеса з ґрунтом на протязі одного періоду коливань, с.

Відцентрову силу P_0 визначається по формулі:

$$P_0 = m \cdot \omega^2 \cdot r; \quad (6)$$

m – маса дебалансу, кг;

ω – кутова швидкість, рад/с;

r – радіус-вектора тіла, мм.

При вимірі кутової швидкості в обертаннях за секунду (1/с), модуль кутової швидкості рівномірного обертального руху збігається з частотою обертання A_0 , що вимірюється в герцах (Гц)

Тягове зусилля загортачів не значне тому ми його не враховуємо.

Тягове зусилля прикочуючого катка $P_{прик.}$ вимірюється по формулі Грандвуане – Горячкіна[2,5]:

$$P_{прик.} = 0,86 \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_k^4}{b_k \cdot q \cdot d_k^2}}; \quad (7)$$

де, P_k - зусилля тиску катка на ґрунт, Н;

b_k - конструктивна ширина захвату коткуючого пристрою, м;

q - коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту для свіжозораного поля, стерні, луків, вкатоної дороги, $q = 2 \dots 10 \text{ Н/см}^3$;

d_k – діаметр катка, м.

k – коефіцієнт, враховуючий зменшення опору[2,5].

Цей коефіцієнт має слідуючі значення:

для свіжозораного поля 0,75...0,79;

для стерні 0,65...0,68;

для луків 0,58...0,62;

для вкатоної дороги 0,60...0,65.

Виконавши розрахунки, будується номограма коефіцієнту перекочування колеса μ на пневматичній шині. Коефіцієнт перекочування μ при заданих P_k , q , b_k та D_k можуть бути визначені по номограмі рисунок 3.

Штриховою лінією з стрілками показано порядок користування номограмою.

Коефіцієнт перекочування колеса μ .

$$\mu = 0,86^2 \sqrt[3]{\frac{P_k}{q b_k D_k^2}}; \quad (8)$$

де, P – зусилля тиску катка на ґрунт, Н;

b_k – конструктивна ширина захвату коткуючого пристрою, м;

q – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, Н/см³;

d_k – діаметр катка, м.

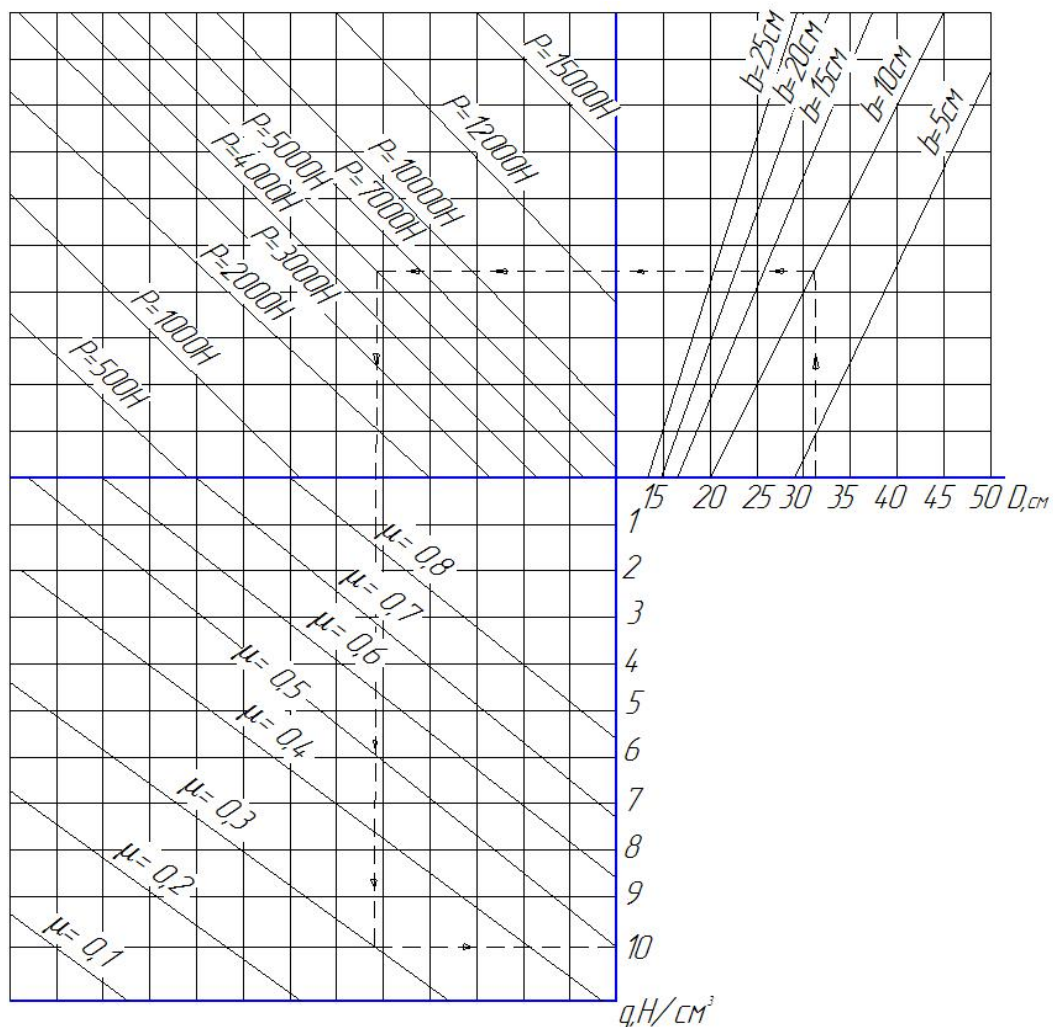


Рис. 3. Номограма визначення коефіцієнту перекочування колеса μ на пневматичній шині

Приклад розрахунку тягового опору комбінованої секції просапної сівалки: В розрахунках приймаємо діапазон величин:

$$P_k = 50 - 1500\text{Н.}$$

$$Q = 5 - 15\text{кг.}$$

$$D_k = 15 - 50\text{см.}$$

$$q = 1 - 10\text{Н}/\text{см}^3.$$

$$b_k = 5 - 25\text{см.}$$

На основі вибраних даних.

Тяговий опір комбінованої секції просапної сівалки P_x рівний сумі всіх тягових опорів елементів:

$$P_x = P_\delta + P_{в.к} + P_{приск}; \quad (9)$$

С початку приведемо тяговий опір дискового ножа P_δ .

Таблиця 1. Тяговий опір дискового ножа $D=380$ мм.

Оброблювана поверхня	Заглиблення а в см	Тягове зусилля Р в кг	Вертикальна складова Qв кг	Результуюча реактивного опору ґрунту R в кг	Кут нахилу результуючої ψ в градусах.	Опір ґрунту розклинування Н ₈ в кг/см ²	Вологість ґрунту W в %
Стерня	10	118	140	183	50	20,5	20,4
Дернина	10	180	215	280	50	43,5	20,4

Для визначення тягового опору вібраційного колеса $P_{в.к.}$, треба визначити $P_{ст.}$ та $P_{дин.}$.

$$P_{ст.} = 98 + 147 = 245 \text{ Н};$$

$$P_{дин.} = 147 + 245 + 0,45 \cdot 0,83 \cdot 14,1 = 395 \text{ Н};$$

$$P_{в.к.} = 245 + 395 = 640 \text{ Н};$$

$$P_0 = m \cdot \omega^2 \cdot r = 0,30 \cdot 25^2 \cdot 0,075 = 14,1 \text{ Н};$$

$$T_{к.} = 0,86 \cdot 3 \sqrt{\frac{500^4}{15 \cdot 10^2 \cdot 32}} = 28,5 \text{ Н}.$$

$$P_{приск.} = T_{к.} \cdot k = 28,5 \cdot 0,68 = 19,39 \text{ Н};$$

$$\mu = \sqrt[3]{\frac{5000}{0,1 \cdot 10 \cdot 320^2}} = 0,31;$$

Після проведених розрахунків можемо дізнатись тяговий опір всієї секції P_x .

$$P_x = 1156,4 + 640 + 19,38 = 1815,7 \text{ Н};$$

Висновок: Виконано розрахунок комбінованої секції просапної сівалки з вібраційним коткуючим робочим органом, який формує профіль борозни. Визначені оптимальні параметри робочих органів P_k, b_k, D_k та ін. Обґрунтований принцип дії комбінованої секції просапної сівалки з віброкотком профілеутворювачем. Обрані параметри профілю борозни.

Список використаних джерел

1. Синеоков. Г.Н. Дисковые рабочие органы почвообработывающих машин. /Г.Н. Синеоков.// – М.: Машиностроение.1949. -65 с.
2. Г.Е Листопад, Г.К Демидов и др. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Подобр. ред. Листопад. Г.Е. – М. Агропромиздат. 1986г. – 688с.
3. Уплотнению асфальтобетона требуется обновленное поколение дорожных катков. [Электронный ресурс]./ М.П. Костельков // Каталог-справочник «Дорожная Техника». – 2003. – Режим доступа к журналу :<http://library.stroit.ru/articles/asfalt2/index.html>.
4. Синеоков Г.Н. Проектирование почвообработывающих машин / Г.Н. Синеоков. – М.: Машиностроение, 1965.-312 с.

5. Клёнин Н.И. Сельскохозяйственные машины / Н.И. Клёнин, В.А. Сакун. – М.: Колос, 1994.-751 с.

6. Синеоков Г. Н., Панов И. М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. / Г. Н. Синеоков, И. М. Панов. – М., Машиностроение, 1977. – 330 с.

Аннотация

Определение тягового сопротивления комплексной секции пропашной сеялки

Карташов С.Г., Дудка В.С.

В работе приведенный пример аналитического расчета тягового сопротивления перспективной конструкции комбинированной секции пропашной сеялки

Abstract

Determination of draught resistance of combination selection in weeding seedler

S.Kartashov, V.Dudka

An example of analytic calculation of draught resistance of perspective construction combination section in weeding seedler is given in the paper