

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

Зав. кафедрою СГМ

к.т.н., професор

_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

« _____ » _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

«Удосконалення сівалки з обґрунтуванням параметрів висівного апарата механічної дії»

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,
групи ГМ-24М-1
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____Чернега Ігор Вікторович
« _____ » _____ 2026 р.

Керівник роботи
доцент, канд. техн. наук
_____Руслан КІСІЛЬОВ
« _____ » _____ 2026 р.

Рецензент
доцент, канд. техн. наук
_____Кирил ЩЕРБИНА
« _____ » _____ 2026 р.

м. Кропивницький

ЗМІСТ

стор.

1. Вступ.....	
2. Стан досліджуваного питання та вибір напрямку досліджень.....	
3. Наукова частина.....	
4. Практична реалізація результатів досліджень.....	
5. Охорона праці.....	
6. Загальні висновки.....	
Список використаної літератури.....	
Додатки	

ВСТУП

Останніми роками концепція створення зернових сівалок нового покоління орієнтується на їх максимальну адаптацію до роботи в умовах постійної зміни параметрів робочих середовищ, які мають імовірнісний характер. Це зумовлює необхідність розроблення нових сівалок на основі сучасних науково-технічних підходів, зокрема:

- упровадження сучасних технологій і технічних засобів для посіву зернових культур, а також методів підвищення їх продуктивності, ресурсо- та вологозбереження з урахуванням захисту ґрунтів, вимог екологічної безпеки та застосування нових фізичних методів обробітку сільськогосподарських матеріалів;

- підвищення показників якості, продуктивності та надійності робочих органів за одночасного зменшення матеріало- та енергоємності технологічних процесів;

- реалізації блочно-модульного принципу побудови машин із використанням універсальних транспортно-несучих систем, що дає змогу створювати не лише посівні, а й багатоопераційні машини різних типорозмірів;

- застосування нових принципів проектування сівалок як автоматизованих систем із використанням комп'ютерних технологій.

Тому дана магістерська кваліфікаційна робота націлена на розробку висівного апарату механічної дії з обґрунтуванням параметрів жолобкової катушки зернової сівалки.

2. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Літературний огляд та характерний аналіз сівалок для висіву зернових культур.

2.1.1. Дослідження можливості поліпшення рівномірності зернового потоку за допомогою висівного апарату механічної дії.

Процес висіву насіння катушковим висівним апаратом характеризується наявністю двох основних потоків — активного та примусового. Під час обертання катушка не лише здійснює примусове переміщення зерна з жолобків, а й передає збуджувальний імпульс нижнім шарам зернової маси. Унаслідок дії сил тертя це спричиняє рух насіння в напрямку вихідного отвору. Оскільки внесок кожного з потоків у формування загального зернового потоку є співмірним, а механізми їх утворення відрізняються, підвищення рівномірності подачі насіння потребує окремого аналізу технологічного процесу формування кожного з них.

2.1.2. Аналіз рівномірності інтервалів між насінинами активного зернового потоку.

Отже, проаналізуємо послідовність випадання насіння з умовно виділеного активного шару. Приймається припущення, що умовна площа розділяє потоки та унеможлиблює їх взаємне накладання як у межах висівного апарата, так і на його виході.

Розміщення насіння на ділянці довжиною L подамо у вигляді послідовності точок $t_0, t_1, t_2 \dots t_n$, як показано на рисунку 2.1 та розглянемо цей процес як потік однорідних випадкових подій із застосуванням відповідного розділу теорії ймовірності - теорії масового обслуговування.

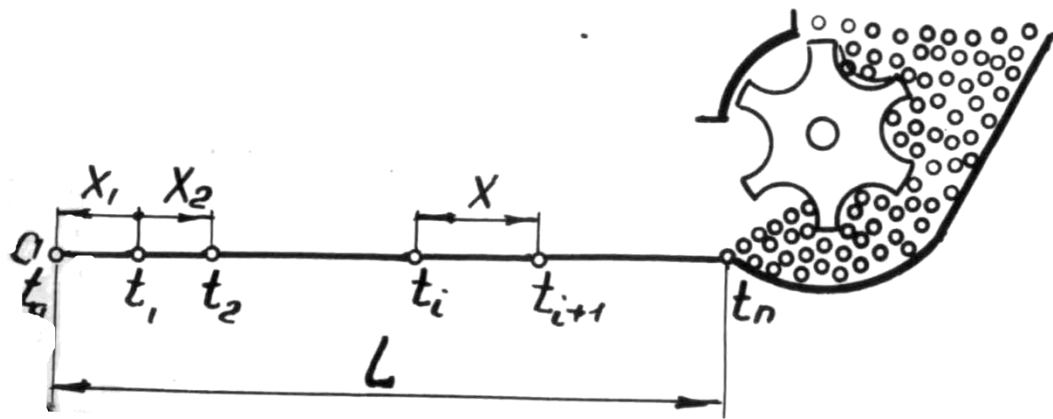


Рис. 2.1 Розкладання зерна у створеному активному потоці

Якщо на певній ділянці довжиною L висіяно достатньо велику кількість зерен N , то середній інтервал між ними l_{cp} , а також середнє число насінин на одиницю довжини цієї ділянки, тобто густина потоку, визначаються відповідними аналітичними залежностями:

$$\lambda = \frac{1}{l_{cp}} \quad (2.1)$$

Дослідженнями окремих авторів [1, 2] встановлено, що зерновий потік активного шару характеризується стаціонарністю, відсутністю післядії та ординарністю. Сукупність зазначених властивостей свідчить про те, що в даному випадку має місце найпростіший стаціонарний пуасонівський потік випадкових подій.

За цих умов імовірність потрапляння заданої кількості насіння m на ділянку довжиною l визначається відповідно до закону Пуассона.

$$P_m = ((\lambda l)^m / m) \cdot e^{-\lambda l}, \quad (2.2)$$

де: λl - чинник закону Пуасона, таким чином приймаємо $\lambda l = d$ та отримаємо наступне:

$$P_m = d^m e^{-d} / m, \quad (2.3)$$

Відомо, що для пуасонівського потоку основні числові характеристики випадкової величини - математичне сподівання та дисперсія - є рівними

параметру закону Пуассона.

$$m_x = D_x = \lambda l, \quad (2.4)$$

Для якісної оцінки розподілу зерна вздовж рядка необхідно встановити характер розподілу інтервалів між окремими насінинами. Відстань між сусідніми насінинами в рядку X є випадковою величиною за умови формування випадкового зернового потоку. У зв'язку з цим визначимо функцію розподілу інтервалів між насінинами, використовуючи відповідну аналітичну залежність:

$$F_{(x)} = P(X < x), \quad (2.5)$$

Функція розподілу випадкової величини X визначає ймовірність того, що відстань між двома сусідніми насінинами буде меншою за значення x . Іншими словами, вона характеризує ймовірність того, що в інтервалі довжиною x міститиметься принаймні одна насінина:

$$P(X < x) = 1 - P(X > x), \quad (2.6)$$

Оскільки сума ймовірностей двох протилежних подій дорівнює одиниці, ймовірність того, що на відрізок довжиною x не потрапить жодної насінини, можна визначити за відповідною формулою:

$$P_m = ((\lambda l)^m / m) \cdot e^{-\lambda l}, \quad (2.7)$$

де: $m=0$:

$$P_0(x) = e^{-\lambda l}, \quad (2.8)$$

Отже, функція розподілу інтервалів між зернинами має становити:

$$F(x) = 1 - e^{-\lambda l}, (x > 0), \quad (2.9)$$

Звідси густина розподілу вірогідностей має бути:

$$F(x) = \lambda e^{-\lambda x}, \quad (2.10)$$

Закон розподілу за густиною має назву показникового закону, а величина λ - саме його чинником.

Отже, відомо, що для такого закону є вираз:

$$M_x = \sigma_x = 1 / \lambda = l_{cp.}, \quad (2.11)$$

Отже, це означає, що середньоквадратичне відхилення випадкової величини дорівнює її математичному сподіванню. У такому разі коефіцієнт варіації випадкової величини, зокрема інтервалів між насінинами, визначається за відповідним виразом:

$$\nu = (\sigma_x / m_x) \cdot 100 = (l_{cp.} / l_{cp.}) \cdot 100 = 100\%, \quad (2.12)$$

Таким чином, проведений аналіз рівномірності зернового потоку з урахуванням активного руху насінин дає підстави вважати, що в даному випадку розподіл інтервалів між насінинами підпорядковується показниковому закону, а коефіцієнт варіації, який характеризує рівномірність цього розподілу, має значення, близьке до 100 %.

2.1.3. Аналіз рівномірності інтервалів між насінинами примусового зернового потоку.

Умовно виділимо потік насінин, що формується внаслідок примусового руху, та проаналізуємо процес утворення інтервалів між насінинами цього потоку в момент їх виходу з висівного апарата. Багато дослідників відзначали, що висів за допомогою жолобків зумовлює порційність подачі насіння, яка частково згладжується наявністю активного шару насінин. Оскільки в даному випадку активний шар умовно виключено, висів лише за рахунок примусового руху насінин призводить до їх подачі окремими порціями з істотними проміжками між ними.

У результаті густина потоку вздовж рядка періодично змінюється, тобто порушується одна з основних властивостей найпростішого пуасонівського потоку - властивість стаціонарності. За таких умов розглянутий потік насінин доцільно віднести до нестаціонарного пуасонівського потоку. Основною характеристикою цього потоку, що зображено на рисунку 2.2, є миттєва густина λ_x .

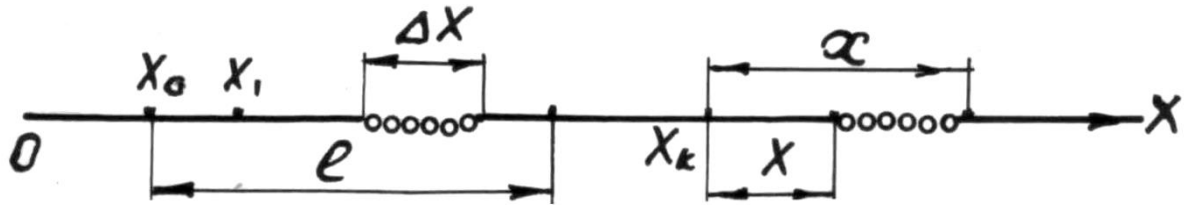


Рис. 2.2. Розподіл зернин у примусовому зерновому потоці

Миттєву густину насінин визначають як граничне значення відношення середньої кількості насінин, що припадає на елементарний відрізок Δx , до довжини цього відрізка, а саме:

$$\Delta(X) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} (m(x + \Delta x) - m(x)) / \Delta x = m'(x), \quad (2.13)$$

де: $m'(x)$ – показник математичного очікування числа кількості зернин на відрізку, що нами розглядається.

Далі, в цьому випадку число подій (зернин), що потрапляють на створену ділянку 1, також підкорюються все ж тому відомому закону Пуассона, тобто:

$$P_{m(x)} = (d)^m / m! \cdot e^{-d} \dots m=0,1,2,\dots$$

де: d - показник математичного очікування кількості зернин на ділянці від x_0 до (x_0+1) , який має становити наступне:

$$d = \int (x+1) \cdot \lambda(x) dx, \quad (2.14)$$

Тобто, функція розподілення отриманого інтервалу для X запишеться у наступному вигляді:

$$F_{x_k}(X) = P(X < x) = 1 - P(X > x), \quad (2.15)$$

Вірогідність в процесі не появи висіяних зернин на визначеній ділянці від x_k до (x_k+x_0) буде дорівнювати:

$$P(X > x_1) = e^{-d} = e, \quad (2.16)$$

Отже, функція має розподілитися згідно виразу:

$$F_{x_1}(X) = 1 - e, \quad (2.17)$$

Проведемо диференціацію рівняння для визначення густини

розподілення вірогідностей за таким виразом:

$$\int X_k(X) = \lambda(X_k + X_1) \cdot e^{-\lambda}, \quad (2.18)$$

Дана формула описує закон розподілення інтервалів між сусідніми насінинами під час формування зернового потоку в умовах примусового висіву. При цьому такий закон розподілення вже не має показникового характеру. Отже, розподілення інтервалів між насінинами в цьому потоці підпорядковується більш складній закономірності, а рівномірність їх розміщення є суттєво нижчою порівняно з активним зерновим потоком.

Конструктивні особливості котушки, параметри жолобків і ребер, а також режим її роботи значною мірою впливають на рівномірність розподілення інтервалів між насінинами як у примусовому, так і в сумарному зерновому потоці.

2.1.4. Вплив конструктивних параметрів котушки на рівномірність розподілу інтервалів між насінинами у примусовому потоці.

На виході з висівного апарату зазначеного потоку формуються два типи ділянок: заповнені насінинами ($l_{\text{жс}}$) та вільні від насінин (l_p), що відповідає повороту котушки на товщину її ребра. З метою підвищення універсальності жолобкових котушок поперечні розміри їх жолобків узгоджують із габаритами найбільших насінин. У зв'язку з цим кількість насінин (m), які потрапляють у кожний жолобок і висіваються на ділянці $l_{\text{жс}}$ під час висіву середніх і дрібних насінин, істотно перевищує 1. Для спрощення подальших розрахунків приймемо, що $m = \text{const}$. Оскільки процес випадання насінин із жолобків на умовну площину відповідає властивостям простого стаціонарного потоку, можна вважати, що розподілення насінин, висіяних кожним жолобком на ділянці, підпорядковується показниковому або близькому до нього закону, а коефіцієнт варіації інтервалів між насінинами на цих ділянках становить близько 100 %.

Що стосується примусового зернового потоку загалом, то за наявності

незайнятих ділянок рівномірність розподілення інтервалів у ньому істотно погіршується. Згідно з літературними даними, товщина ребер жолобкових катушок справляє суттєвий вплив на структуру примусового зернового потоку. Застосовуючи метод умовного виділення, тобто відокремлення цікавого для дослідження фрагмента із загального зернового потоку, можна проаналізувати вплив товщини ребер на рівномірність примусового зернового потоку. Розглянемо катушки з однаковими розмірами жолобків, але з різною товщиною ребер. Для спрощення аналізу приймемо, що товщина ребер другої катушки зменшена вдвічі. За таких умов співвідношення між зайнятими та порожніми ділянками потоку матиме такий вигляд:

$$l'_{жс} = l''_{жс} \dots \text{та } l'_p = l''_p \dots \quad (2.19)$$

Аналогічну задачу, застосовану до аналізу процесу роботи катушково-штифтового висівного апарата, розглянуто в роботі [4]. Автором встановлено, що зменшення кількості незайнятих ділянок у два рази сприяє підвищенню рівномірності розподілення насіння за умови виконання нерівності $l_p > 1,17l_{cp}$. Оскільки під час роботи катушкового висівного апарата дана нерівність виконується з достатнім запасом, можна вважати, що зменшення товщини ребер у два рази призводить до покращення рівномірності розподілення насіння в примусовому зерновому потоці. Таким чином, подальше підвищення рівномірності можливе і при зменшенні довжини незайнятих ділянок у 3, 4 тощо разів. Водночас, з урахуванням технологічних особливостей виготовлення та вимог до міцності конструкції, зменшувати товщину ребер катушок більш ніж у два рази є недоцільним.

Зменшення довжини порожніх ділянок з метою підвищення рівномірності розподілення насіння на ділянці можливе також шляхом поділу примусового зернового потоку на два або більше потоків із відповідним зміщенням їх один відносно одного. На думку багатьох дослідників, підвищити рівномірність розподілення інтервалів між насінинами у

примусовому зерновому потоці можна також за рахунок застосування гвинтових катушок, оскільки така конструкція дає змогу зменшити або повністю усунути порожні ділянки. Окремі автори вказують на можливість підвищення рівномірності розподілення інтервалів між насінинами шляхом зменшення глибини жолобків катушки. Аналіз, виконаний на основі розробленої моделі примусового зернового потоку, підтверджує доцільність такого підходу. Дійсно, за умови сталої ширини жолобків і зменшення кількості насінин на ділянках середня відстань між насінинами зростає, а відносний внесок порожніх ділянок у загальну дисперсію інтервалів між насінинами зменшується, що, у свою чергу, приводить до підвищення рівномірності їх розміщення.

2.1.5. Вплив режимів роботи катушкового висівного апарату на рівномірність розподілення інтервалів між насінинами у примусовому зерновому потоці.

Багато дослідників [6, 7, 8] відзначають підвищення рівномірності розподілення насінин під час роботи катушкового висівного апарату за менших робочих довжин самої катушки і більших показниках передаточних відношень. Розглянемо вплив режиму роботи висівного апарату на рівномірність розподілення насінин у примусовому зерновому потоці з використанням наведеної нижче моделі. Для цього порівняємо два примусові зернові потоки.

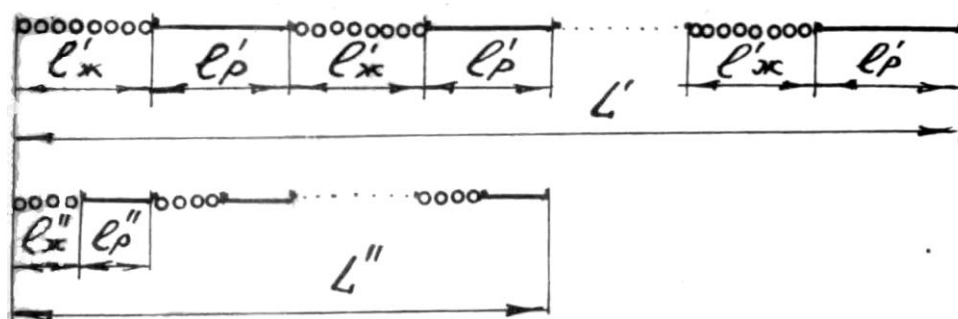


Рис. 2.3. Аналіз впливу конструктивних параметрів на роботу катушки.

Один із потоків відповідає початковому режиму роботи апарата. Другий потік формується за зміненого режиму його роботи, при якому довжина котушки $l_{кот}$ зменшена вдвічі, а частота обертання $n_{кот}$ збільшена у два рази. Оскільки залежності кількості насінин, висіяних жолобками $q_{жс}$, від величин $l_{кот}$ та $n_{кот}$ є приблизно однаковими, для зазначених потоків можна вважати справедливими відповідні співвідношення:

$$l'_{жс} = 2 \cdot l''_{жс} \dots l'_p = 2 \cdot l''_p \dots \quad (2.20)$$

При рівності $L' = L''$ відношення певної кількості зайнятих і пустих окремих ділянок в сформованих потоках буде: $n'' = 2n'$, а оскільки число насінин N на встановлених ділянках L' і L'' буде однаковим, то середня відстань між висіяними насінинами для обох потоків буде рівними, а саме тоді є наступна рівність $l_{ср}' = l_{ср}'' = l_{ср}$.

Розсіювання всієї сукупності визначених проміжків між насінинами від середньої відстані оцінюється дисперсією:

$$D = (\sum (l_i - l_{ср.})^2 \cdot n_i) / N, \quad (2.21)$$

Дисперсія включає дві складові: суму квадратів відхилень довжин порожніх ділянок від середнього значення та суму квадратів відхилень інтервалів між насінинами на зайнятих ділянках від середньої відстані.

Оскільки кількість висіяних насінин на всіх зайнятих ділянках рядка, зображених на рисунку 2.3, а також середня відстань між насінинами на цих ділянках l_p є однаковими для обох зернових потоків, відповідні складові дисперсії також матимуть однакові значення. Далі проведемо порівняння дисперсії порожніх проміжків для l_p' і l_p'' . Для першого потоку значення цієї дисперсії становить:

$$D_p = (l_p' - l_{ср.})^2 \cdot n' / N, \quad (2.22)$$

а для сформованого другого потоку:

$$D_p'' = (l_p'' - l_{сep.})^2 \cdot n'' / N = (l_p' / 2 - l_{сep.})^2 \cdot 2n' / N, \quad (2.23)$$

Рівномірність розподілу насінин пшениці у другому потоці буде краща, якщо виконується наступна умова:

$$D_p' > D_p'', \quad (2.24)$$

Підставивши наступні вирази (2.22) і (2.23) до нерівності (2.24). Таким чином, провівши вирішення нерівності відносно l_p отримаємо наступну нерівність:

$$l_p' > \sqrt{2} \cdot l_{сep.}, \quad (2.25)$$

Оскільки отримана умова (2.25) в реальних умовах постійно виконується, то потрібно чітко вважати доведеним те, що рівномірність розподілу зернин у примусовому потоці значно покращується при певному зменшенні показника $l_{кот}$ та відповідно, збільшенні частоти обертання $n_{кот}$ самої котушки.

Отже, потрібно мати на увазі наступне, а саме те, що нижнє значення границі довжини $l_{кот}$ має вибиратися не менше двох довжин найбільш габаритних з зернин, що висіялися. А верхня границя для показника частоти обертання $n_{кот}$ з умови надійного забезпечення потрібної норми висіву та якісного заповнення самих жолобків насінинами.

Наведений теоретичний аналіз рівномірності розподілу інтервалів між насінинами початкового зернового потоку показує, що:

- в активному зерновому шарі розподіл інтервалів між насінинами підпорядковується показниковому закону, при цьому коефіцієнт варіації становить 100%;

- у примусовому зерновому потоці характер розподілу інтервалів є більш складним, а коефіцієнт варіації дещо перевищує 100%, проте за умови оптимального вибору параметрів жолобків котушки та режимів роботи висівного апарату його значення може бути зменшене до величин, близьких

до 100%.

Особливо важливим є експериментальне обґрунтування оптимальних параметрів і режимів роботи котушкового висівного апарату, за яких досягається максимальна рівномірність розподілу заданих інтервалів між насінинами у сумарному зерновому потоці на виході із висівного апарату зернової сівалки.

2.2. Обґрунтування запропонованих змін в конструкції зернотукової сівалки СЗ-3,6А.

Вищепроведений нами аналіз показав, що досить суттєвим недоліком серійних зернових сівалок є недостатньо ефективна робота висівного апарату, зокрема такого ключового елемента, як жолобкова котушка. Виготовлені жолобки в базовому варіанті мають прямокутну форму, що знижує надійність та ефективність висіву, а особливо при малих нормах сівби, виникає негативне явище у вигляді пульсації. Це, у свою чергу, призводить до нерівномірного розподілу зерна в борозні.

Для усунення цього недоліку запропоновано застосовувати котушку з косозубою поверхнею форми жолобків. Така конструкція забезпечує більш якісну сівбу зернових і зернобобових культур з різними фізико-механічними властивостями насіння, а також потребує проведення експериментальних досліджень.

3. НАУКОВА ЧАСТИНА.

3.1. Експериментальні дослідження.

3.1.1. Методика проведення експериментальних досліджень робочих органів зернової сівалки

Лабораторні дослідження виконувалися на стаціонарному стенді та рухомій експериментальній установці, розроблених на кафедрі сільськогосподарського машинобудування.

Об'єктами дослідження були експериментальні конструкції висівних апаратів, а для проведення порівняльних випробувань також використовували висівні апарати зернової сівалки СЗ-3,6А.

У ході експериментальних досліджень визначали:

- рівномірність розподілу насінин уздовж рядка при загальному висіві зерна, а також за умов висіву лише активним шаром і лише за допомогою жолобків;
- вплив конструктивних параметрів жолобків на показники рівномірності висіву.

3.1.2. Дослідження якісних показників роботи катушкового апарату механічної дії при висіві жолобками з використанням активного потоку.

Під час дослідження та обґрунтування показників якості висіву (рівномірності) активним шаром і за умов загального висіву насіння здійснювали висів на липку стрічку з використанням катушкового висівного апарату зернової сівалки СЗ-3,6А. Висота розташування висівного апарату над липкою стрічкою становила 120 мм.

У разі проведення дослідів із висівом лише активним шаром у висівний апарат замість серійної катушки встановлювали експериментальну катушку із заклеєними жолобками відповідної довжини. Для цього було виготовлено чотири катушки, у яких жолобки були заповнені та акуратно заклеєні насінинами таким чином, щоб клей не виступав на зовнішню поверхню

катушки. Довжина заклеєних жолобків становила відповідно 20, 25, 30 та 34 мм, як зображено на рисунку 3.1.

Частоту обертання катушок змінювали в діапазоні від 1,05 до 7,35 с^{-1} з кроком 1,05 с^{-1} .

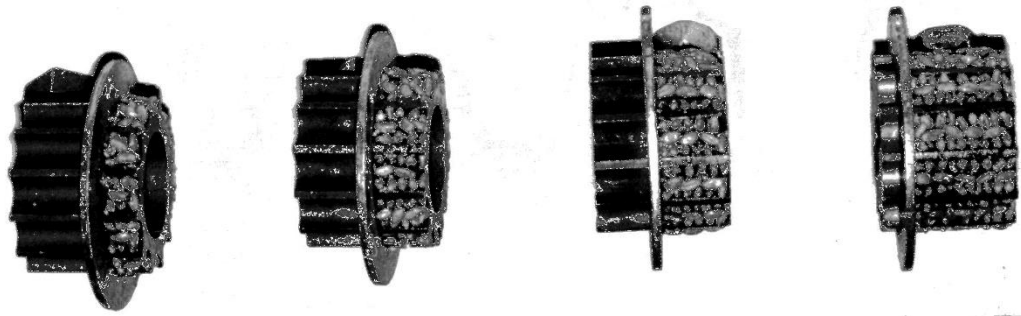


Рис 3.1. Експериментальні катушки для висіву тільки активним шаром

Дослідження висіву насінин виключно за рахунок жолобків (із відсіканням активного шару) на серійному катушковому висівному апараті є технічно складним, оскільки це призводить до дроблення зерна та різкого погіршення заповнення жолобків насінинами.

У зв'язку з цим для вивчення якісних показників висіву насіння жолобками було розроблено експериментальну модель висівного апарату, конструкцію якої наведено на рисунку 3.2.

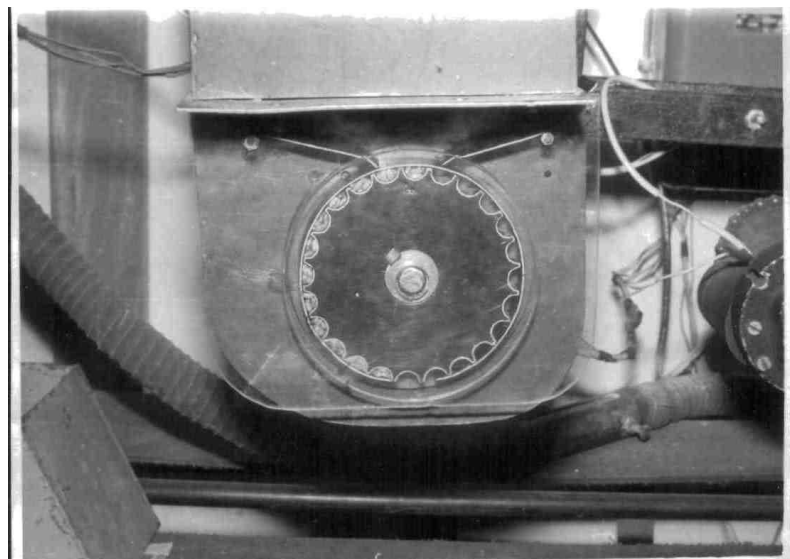


Рис. 3.2. Установка для вивчення висіву насінин тільки жолобками катушки.

Основною особливістю запропонованої конструкції є те, що за збереження форми, розмірів жолобків та їх кількості на одному витку, загальна кількість жолобків на катушці експериментального апарату істотно збільшена (24...30) порівняно з серійною катушкою, що зумовило відповідне збільшення її діаметра. Це забезпечує можливість висіву насінин жолобками за один оберт катушки за чітко заданого режиму роботи висівного апарату.

Закладання зернин здійснюється послідовно в кожен із дванадцяти суміжних жолобків через приймальне вікно. Для зручності закладання підготовлених насінин заслінку фіксують таким чином, щоб приймальне вікно розташовувалося у верхній частині розробленої моделі. Після заповнення кожного жолобка катушку повертають до моменту перекриття заповненого жолобка заслінкою. Коли всі дванадцять жолобків повністю заповнені, запобіжну заслінку повертають і фіксують у положенні, показаному на рисунку 3.2, що унеможливорює випадання насінин із жолобків до зони їх викиду на липку стрічку.

Під час проведення експериментальних досліджень лінійну швидкість катушки експериментального висівного апарату встановлювали рівною лінійній швидкості серійної катушки.

Під час проведення експериментальних досліджень з метою порівняння якісних показників висіву активним шаром і за умов загального висіву норми висіву в обох випадках встановлювали однаковими. Це досягалося шляхом відповідного збільшення частоти обертання експериментальних катушок із заклеєними жолобками для кожної досліджуваної робочої довжини катушки, а також використанням вмонтованого реле часу, налаштованого на відбір проб з інтервалом 10 с.

Під час дослідження якісних показників процесу висіву насінин жолобками у сусідні жолобки закладали насінини, пофарбовані в різні кольори, після чого здійснювали висів зерна на липку стрічку з висівного апарату. Це дало змогу, по-перше, уточнити показники рівномірності

розподілу насінин, що викидалися окремо кожним жолобком, а по-друге — візуально встановити, чи відбувається перекриття насінин із сусідніх жолобків або між ними формуються порожні проміжки.

3.1.3. Дослідження впливу геометричних параметрів жолобків на рівномірність висіву зерна.

У процесі проведення експериментальних досліджень використовували різні варіанти експериментальних катушок, у яких аналізували такі параметри:

- кут нахилу жолобків;
- глибину жолобків.

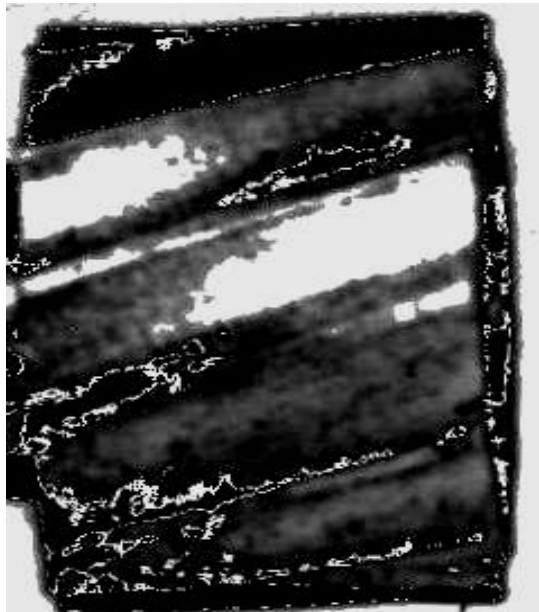


Рис. 3.3. Катушка з кутом нахилу жолобків у 21° .

Зазначені параметри відрізнялися від відповідних значень серійної (виробничої) катушки. Зокрема, для уточнення ступеня впливу кута нахилу жолобків на якість висіву було обрано катушки з кутами нахилу 15° , 18° , 21° та 24° , зображені на рисунку 3.3.

Для оцінювання ефективності підвищення рівномірності висіву за рахунок зменшення частки примусового висіву в загальному процесі сівби застосовували катушки з мілкими жолобками, глибина яких була вдвічі меншою порівняно з серійною конструкцією.

Окрім цього, досліджувався вплив зсуву жолобків катушки на показники якості висіву. Для цього використовували катушки з робочою довжиною 20, 25, 30 та 34 мм. Робоча довжина запропонованих катушок формувалася з двох рівних частин, зміщених одна відносно одної на півкроку та жорстко з'єднаних між собою.

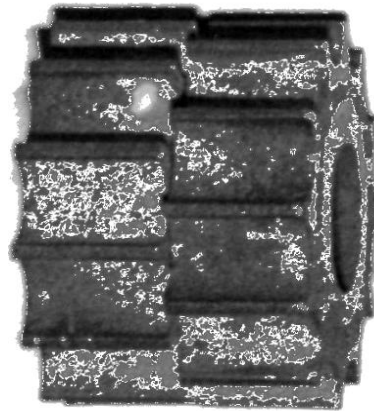


Рис. 3.4. Катушка зі зміщеними жолобками.

При ефективному проведенні досліджень значення частоти обертання катушок застосовувалася від 1,05 до 7,35 с⁻¹ зі встановленим інтервалом у 1,05 с⁻¹. Сам процес висіву виконували безпосередньо на липку стрічку.

3.1.4. Вплив конструктивних параметрів жолобків на рівномірність висіву насінин вздовж рядка.

Рівномірність загального висіву зерна може бути підвищена шляхом застосування катушок зі зміщеними жолобками, гвинтових катушок, а також катушок із зменшеною глибиною жолобків.

У таблиці 3.1 наведено чисельні результати дослідження впливу кута нахилу жолобків на рівномірність розподілу інтервалів між насінинами. Аналіз поданих даних свідчить, що зі збільшенням кута нахилу ребер катушки рівномірність розподілу насінин уздовж рядка зростає, про що свідчить зменшення значення коефіцієнта варіації.

Таблиця 3.1

Отримані результати впливу кута нахилу жолобків на рівномірність розподілу інтервалів між насінинами.

Кут нахилу Жолоб, рад	Коефіцієнт варіювання інтервалу між насінинами, %					
	Частота обертання котушки $\omega = 1.05c^{-1}$					
	Довжина котушки, мм					
	10	15	20	25	30	34
вир	122,1	121,4	119,3	115,3	113,7	111,6
0,261	120,6	119,6	117,8	117,8	110,8	108,7
0,314	118,3	117,4	115,2	115,2	109,2	106,9
0,366	117,6	115,8	112,8	112,8	106,1	104,6
0,417	116,3	114,6	111,8	111,8	104,6	101,8

Крім того, результати таблиці вказують на наявність певної тенденції, яка простежується за різних режимів роботи висівного апарату, тобто при різних нормах висіву. Водночас проведені дослідження показали, що збільшення кута нахилу жолобків понад 21° є недоцільним.

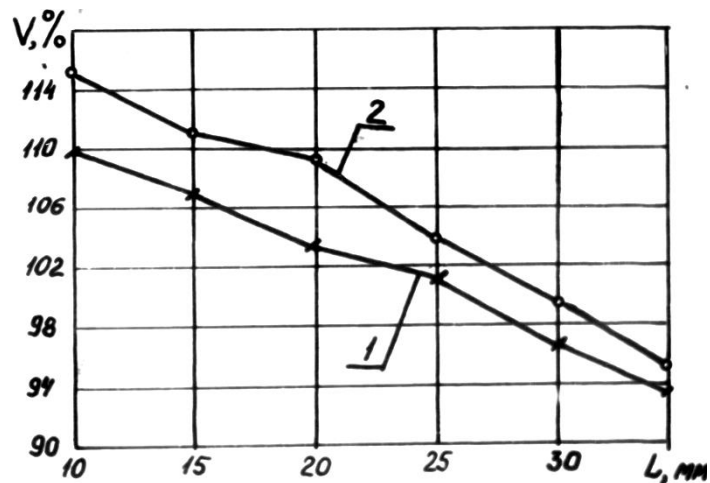


Рис. 3.5. Вплив глибини жолобків на рівномірність розподілу насінин у рядку: 1- котушка зі зменшеною глибиною жолобків; 2- котушка серійна.

Це пов'язано з тим, що при перевищенні значення кута тертя насінин об

матеріал жолобків порушується процес викиду насіння з корпусу висівного апарату: зерно зміщується вздовж жолобка у напрямку його нахилу, внаслідок чого змінюється послідовність випадання насінин.

Таблиця 3.2

Результати досліджень впливу режиму роботи на рівномірність висіву.

показники	Тип катушки							
	Серійна				Гвинтова			
	Робоча довжина катушки, мм / частота обертання,с ⁻¹							
	20 / 3,15	25 / 2,10	30 / 1,05	34 / 1,05	20 / 3,15	25 / 2,10	30 / 1,05	34 / 1,05
Середній інтервал, X, см	1,21	1,34	2,48	2,16	1,26	1,38	2,53	2,18
Кількість насінин на 1 м.п. шт.	82,6	74,6	40,3	46,3	79,4	72,5	39,7	45,9
Норма висіву, Q,кг/га	236,9	213,9	115,6	132,7	227,5	207,7	113,8	131,5
Середньоква дратичне відхилення, σ, см	1,17	1,36	2,82	2,41	1,18	1,35	2,73	2,27
Коефіцієнт варіації, V,%	96,7	101,5	113,7	111,6	93,6	97,8	108,3	104,1

Професор Ф.В. Грищенко чітко обґрунтував, що в такому випадку зернини будуть притискуватися до бічної стінки, тим самим це призведе до їх можливого затискання між катушкою та стінкою, що призведе до процесу руйнації.

Результати проведених нами досліджень впливу зміщення жолобків на рівномірність висіву наведені в таблиці 3.2. З отриманих даних видно, що показник рівномірності розподілу насінин уздовж всього рядка у катушки зі зміщеними жолобками дещо перевищує аналогічний показник серійної катушки. Різниця у величині коефіцієнтів варіації при різних нормах висіву коливається в межах 2-5 %.

На рисунку 3.6 представлені варіаційні криві розподілу інтервалів між насінинами серійної катушки та катушки зі зміщеними жолобками. Графіки демонструють, що при використанні катушки зі зміщеними жолобками з робочою довжиною 20 мм частка нульових інтервалів зменшилась із 16,4 до 11,2 %, тоді як частка інтервалів довжиною 1,0-3,0 см зросла з 69,4 до 80,2 %. Водночас число порожніх ділянок довжиною 5 см скоротилося з 11 до 8 %.

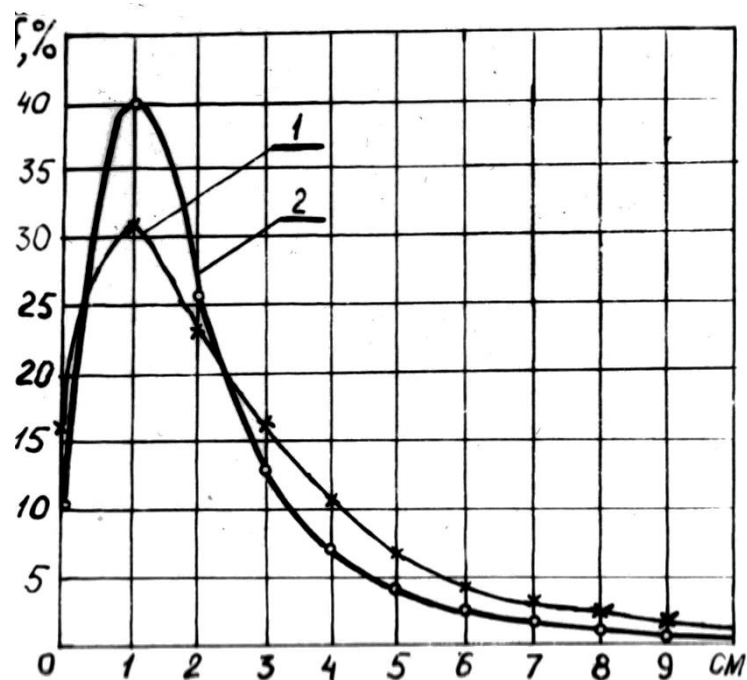


Рис. 3.6. Розподіл інтервалів між зернинами:
1-серійна катушка; 2- гвинтова катушка.

3.1.5. Вплив режиму роботи катушкового висівного апарату на рівномірність розподілу насінин вздовж рядка.

Оскільки одну й ту ж задану норму висіву можна забезпечити різними

поєднаннями передаточного відношення та робочої довжини котушки, а єдиної думки щодо обґрунтування оптимального режиму роботи котушкового висівного апарату серед дослідників немає, нами було проведено та проаналізовано експериментальні дослідження цього питання.

З таблиці 3.2 видно, що зі збільшенням норми висіву (при пропорційному збільшенні робочої довжини і частоти обертання котушки) рівномірність розподілу насінин уздовж рядка суттєво покращується. Так, наприклад, при нормі висіву 82,8 кг/га коефіцієнт варіації становить 122,8 %, а при нормі 233,1 кг/га він зменшується до 100,8 %.

З табличних даних також випливає, що за однакових норм висіву рівномірність розподілу насінин у рядку значно покращується при використанні меншої робочої довжини котушки та більшої частоти її обертання. При цьому різниця значень коефіцієнта варіації для різних норм висіву коливається в межах 9,3-14,6 %.

3.1.6. Визначення раціональних значень конструктивних параметрів і режимів роботи основних робочих органів зернової сівалки, що забезпечують найкращий показник рівномірності розподілу насінин у рядку.

Під час експериментальних досліджень був вивчений вплив двох основних факторів на рівномірність розподілу насінин уздовж рядка: частоти обертання котушки $\omega_k (X_1)$ та робочої довжини котушки $L_k (X_2)$.

Для визначення питомого внеску кожного з цих факторів у вихідну величину - коефіцієнт варіації інтервалів між насінинами - та для встановлення умов, що забезпечують раціональне значення цього показника, був реалізований повний факторний експеримент із коефіцієнтом 2^2 .

Кодові позначення визначених факторів, інтервали їх варіювання, матриця планування та результати дослідів наведені у таблицях 3.3 і 3.4.

Основні рівні та встановлені інтервали варіювання факторів чітко вибрані з урахуванням реальних умов самого процесу.

У результаті реалізації вибраного плану експерименту було отримано наступне рівняння регресії:

$$Y_1 = 135,01 + 50,52X_1 + 50X_2 + 4,13X_1X_2, \quad (3.1)$$

Таблиця 3.3

Матриця планування отриманих результатів від експериментів по встановленню взаємозв'язку між величинами факторів X_1 і X_2

Одиниці виміру факторів	Рад/с	мм	Результати дослідження							Перевірка адекватності		
Основний рівень	2,09	22										
Інтервал варіювання	1,05	12										
Кодове позначення	X_1	X_2	x_1x_2									
Дослід 1	-	-	+	41,27	34,04	35,18	42,48	37,63	38,12	13,61	34	4,12
Дослід 2	+	-	-	134,42	150,58	127,41	133,86	128,3	130,91	10,05	135,03	4,13
Дослід 3	-	+	-	128,87	132,28	132,73	133,86	126,42	150,85	9,39	134,98	4,13
Дослід 4	+	+	+	242,64	238,42	239,25	237,12	243,37	240,16	7,39	236,02	4,14

При отриманні статистичної оцінки враховуючи результати була проведена перевірка на точність дослідів. Отже, значення критерія Кохрена становив 0,337. В такому випадку, це значення менше табличного, тобто ($G_T = 0,629$ - для ступенів свободи $f_1 = f_2 = 4$), і тому досліді є рівноточними та відтворюваними, що свідчить про їх передбачуваність при плануванні експерименту. Похибка самого експерименту є $\sigma_y^2 = 10,1$. Потім значимість отриманих коефіцієнтів перевірялась за критерієм Стюдента з характерним визначенням довірчого інтервалу. В цьому випадку для вибраного рівня значимості у 0,05 та числа ступенів свободи $f_1 = f_2 = 4$ табличне чисельне значення t - критерію становить значення у 2,78.

Матриця планування для отримання результатів від проведених експериментів стосовно взаємозв'язку між факторами X_1 і X_2 та нормою висіву.

Таблиця 3.4

Матриця планування і результати досліджень при вивченні впливу різних факторів на рівномірність розподілення насінин вздовж рядка.

ω_k, c^{-1}	$L_k, мм$	α	$L_{\alpha}, мм$	Результат експерименту							Перевірка адекватності		
2,1	22	400	1,22										
1,1	12	75	0,26										
X_1	X_2	X_3	X_4	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_{Φ}	S^2	Y	$Y_{\Phi} - Y$	$(Y_{\Phi} - Y)^2$
-	-	-	-	123,42	131,26	124,46	127,22	122,54	125,78	12,48	125,21	0,43	0,18
+	+	-	-	100,42	108,28	104,32	98,12	01,96	102,63	15,11	98,29	4,33	18,75
-	-	+	+	115,64	116,44	120,32	122,18	120,22	118,96	7,79	118,55	0,41	0,17
+	-	+	-	91,38	97,09	90,68	96,33	97,67	94,63	11,09	91,37	3,26	10,63

Дисперсія для коефіцієнтів рівняння регресії становить наступне:

$$S_{bi}^2 = 2,52 \cdot (S_{bi} = 1,59), \quad (3.2)$$

Далі, довірчий інтервал дослідних значень для коефіцієнтів рівняння становить наступне $t S_{bi} = \pm 4,42$. Статистичний аналіз цих коефіцієнтів для рівняння регресії з урахуванням величини встановленого довірчого інтервалу показує, що чинники b_1, b_2 . є значимими.

Перевірка адекватності отриманої нами моделі проводилась за допомогою критерію Фішера. Розрахункове значення критерію F підтверджує гіпотезу про адекватність отриманого лінійного рівняння інтерполяційної моделі. Це дозволяє використовувати його для подальшого прогнозування

результатів: тобто задавши значення факторів X_1 і X_2 , можна передбачити значення чинника оптимізації Y_1 , і потім, навпаки. В результаті реалізації встановленого нами плану експерименту отримано наступне рівняння регресії:

$$Y_2 = 102,9 - 8,1X_1 - 5,89X_2 - 3,83X_3 - 1,98X_4 - 5,49X_5, \quad (3.3)$$

Подальша перевірка результатів експерименту на предмет рівноточності за критерієм Кохрена дала наступні результати, а саме: розрахункове значення є $G_p = 0,167$, а табличне значення становить $G_t = 0,391$, тобто для ступенів свободи $f_1 = 8$ та $f_2 = 4$). Згідно умови нерівності, коли $G_p < G_t$, в такому випадку проведенні досліди є рівноточними. При цьому, похибка експерименту є 11,28. Для рівняння значимості у 0,05 та значення ступенів свободи $f = 8$, а також табличного значення - σ_y^2 критерію становить 2,3. Дисперсія коефіцієнтів рівняння регресії $S_{bi}^2 = 1,41 \cdot (S_{bi} = 1,19)$. Довірливий інтервал значень чинників у рівнянні з врахуванням величини довірливого інтервалу показує, що при встановлених факторах X_1 , X_2 , X_3 , і X_5 коефіцієнти є значимими, а при X_4 - не значимими.

Потім, перевірка адекватності рівняння за критерієм Фішера визнала наступні результати. Розрахункове значення самого F - критерію є 2,66, тобто менше табличного значення ($F_t = 2,99$ для $\alpha = 0,05$, $f_1 = 2$ і $f_2 = 32$). Таким чином, гіпотеза про адекватність даного лінійного рівняння чітко підтверджується. Воно, в свою чергу, об'єктивно описує зв'язок між вибраними факторами та вихідною величиною. Аналіз самого рівняння регресії встановлює таку інформацію, а саме: статистично незначним опинився чинник v_4 . Досить суттєвий вплив на розподіл зерна у рядку впливають чинники X_1 , X_2 , X_3 , і X_5 . Від'ємний знак при всіх визначених чинниках показує, що зі збільшенням значення частоти обертання котушки та значення величини довжини, показник рівномірності розподілу насінин в рядку покращується, тобто величина параметру оптимізації, а саме коефіцієнта варіації навпаки - зменшується.

4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.

4.1. Агротехнічні вимоги, що ставляться до сівби зернових культур.

Агротехнічні вимоги є технологічною основою під час проєктування та удосконалення посівних машин і агрегатів. Належні умови їх роботи забезпечуються за умови ретельного розпушування ґрунту на глибину загортання насіння, а потім вирівнювання загального рельєфу до такого стану, за якого в шарі 0-5 см відсутні грудки й рослинні рештки розміром понад 30 мм. При цьому частка ґрунтових грудок розміром 1-10 мм повинна становити не менше 50%, а вміст пилюватих частинок (менше 0,25 мм) - не перевищувати 10%.

За умов рядкової сівби коефіцієнт варіації відстаней між окремими насінинами не повинен перевищувати 30%, а коефіцієнт варіації глибини їх загортання - 20%.

4.2. Технологічні розрахунки

4.2.1. Розрахунок катушкових висівних апаратів механічної дії

Розрахунок ефективності катушкового висівного апарату ґрунтується на визначенні його робочого об'єму, тобто маси зерна, що висівається за один оберт катушки. Цей показник може бути виражений у грамах або кілограмах на гектар і залежить від заданої норми висіву Q , ширини міжряддя b , об'ємної маси зерна ($\rho / \text{см}^3$), а також передаточного відношення між опорно-привідним колесом сівалки та валом висівного апарату.

Розрахунок здійснюється у такій послідовності. На першому етапі визначають кількість зерна, що висівається на один метр довжини заданого гону, використовуючи відповідний аналітичний вираз:

$$q_0 = I \cdot b / 10^3, \text{ г.} \quad (4.1)$$

Отже, маса зерна, що висівається одним механічним апаратом за 1 оберт ходових коліс, (з врахуванням ковзання коліс) обчислюється за наступним виразом:

$$q_1 = q_0 \cdot \pi \cdot D / (1 - \kappa) = I \cdot b \cdot \pi \cdot D / 10^3 \cdot (1 - \kappa), \text{ г} \quad (4.2)$$

де: D – значення діаметру коліс на вибраній нами сівалці з врахуванням прогину встановленої шини, тобто $R_{\text{стат.}} = 0,76 \text{ м}$;

κ - значення показника ковзання коліс, ($\kappa = 0,05$);

Тепер обчислюємо масу зерна, що висівається одним механічним апаратом за 1 оберт жолобкової катушки з врахуванням ковзання коліс, при цьому використовуючи вираз 4.3:

$$q = q_1 / i = q_0 \cdot \pi \cdot D / (1 - \kappa) \cdot i \quad (4.3)$$

де: i - значення чинника для передаточного відношення від закріпленого опорно-приводного колеса до валу механічних висівних апаратів та становить:

$$i = \frac{D \cdot \vartheta_{\text{кот.}}}{d \cdot \vartheta_c}; \text{ (саме } d - \text{ діаметр жолобкової катушки, } \vartheta_{\text{кот.}} - \text{ швидкість обертання}$$

такої катушки, і відповідно, ϑ_c - значення лінійної швидкості сівалки).

Тепер ми можемо підставити рівняння 4.2 в 4.3 і таким чином, ми отримаємо такий вираз:

$$q = I \cdot b \cdot \pi \cdot D / (10^3 \cdot (1 - \kappa) \cdot i), \quad (4.4)$$

Тепер звертаємо увагу на те, що характерна об'ємна вага зерна, що висівається, та характеризується показником щільності $\rho \text{ (г/см}^3\text{)}$, то тоді отримаємо деяке співвідношення $q / \rho = V_0$. Саме такий вираз характеризує заповнений об'єм катушки висівного апарату, тобто об'єм зерна, що висівається за один оберт жолобкової катушки.

$$V_0 = I \cdot b \cdot \pi \cdot D / (10^3 (1 - \kappa) \cdot i \cdot \rho), \text{ см}^3 \quad (4.5)$$

Згідно з результатами експериментальних досліджень [7], під час висіву насіння озимої пшениці серійним катушковим висівним апаратом за умови максимальної робочої довжини катушки $l_p = 32 \text{ мм}$, кількість насіння, що висівається за один її оберт, має становити 22,5 г.

Отже, значення максимального передаточного відношення механізму привода при встановленні максимальної норми висіву пшениці ми можемо обчислити з наступного виразу:

$$\begin{aligned} i_{\text{заг. max.}} &= I_{\text{max}} \cdot b \cdot \pi \cdot D / (q \cdot 10^3 \cdot (1 - \kappa)) = \\ &= 300 \cdot 15 \cdot 3,14 \cdot 1,18 / 22,5 \cdot 10^3 \cdot 0,95 = 0,78 \end{aligned}$$

І відповідно, значення мінімального передаточного відношення за подібною формулою буде становити:

$$\begin{aligned} i_{\text{заг. min}} &= I_{\text{min}} \cdot b \cdot \pi \cdot D / (q \cdot 10^3 \cdot (1 - \kappa)) = \\ &= 60 \cdot 15 \cdot 3,14 \cdot 1,18 / 22,5 \cdot 10^3 \cdot 0,95 = 0,16 \end{aligned}$$

4.2.2. Обчислення об'єму зернового бункера.

Об'єм бункера сівалки, що перебуває в експлуатації, визначають у такій послідовності:

- з урахуванням необхідного виробітку агрегату за один цикл роботи - від моменту завантаження насіння до наступного поповнення бункера;
- далі - з огляду на забезпечення раціональної технологічної маси сівалки.

Для сівалок, призначених для рядкового висіву, місткість бункера розраховують за відповідною формулою:

$$V_B = \frac{(1,1 \dots 1,15) \cdot K \cdot B \cdot I}{K_0 \cdot 10^4}, \quad (4.6)$$

де: B - значення для ширини захвату вибраної нами сівалки, м;

K_0 - шлях цієї ж сівалки від однієї заправки до послідувочої, м;

K - загальна довжина всіх гонів, м;

$$K = K_{\text{гонів}} \cdot \chi, \quad (4.7)$$

де: $L_{\text{гонів}}$ - значення довжина гону на робочому полі (приймаємо 850 м).

χ - кількість встановлених гонів, для того щоб операція заправки

здійснювався на одній стороні поля та становив би парне число, отже приймаємо два гони.

$$K = 840 \cdot 2 = 1680 \text{ м}$$

Нарешті, об'єм бункера вибраної нами сівалки має становити:

$$V_B = \frac{1,15 \cdot 1680 \cdot 3,6 \cdot 220}{0,45 \cdot 10^4} = 340,8 \text{ дм}^3$$

З конструктивних міркувань, враховуючи літературні джерела, приймаємо об'єм $V_B = 453 \text{ дм}^3$. Саме такий показник відповідає значенню для базової сівалки типу СЗ-3,6А.

Значення показника довжини ящика обчислюється за наступним виразом:

$$l_{\text{ящика}} = b \cdot (p_{\text{сош}} + 1), \quad (4.8)$$

де: b - значення ширини міжрядь при операції сівби зернових культур;

$p_{\text{сош}}$ - кількість сошників конструктивно встановлених на вибраній нами сівалці.

Отже:

$$l_{\text{ящика}} = 0,15 \cdot (24 + 1) = 3,75 \text{ м}$$

І нарешті, площа поперечного перерізу для конструкції ящика сівалки має становити:

$$S_{\text{ящика}} = \frac{V_B}{l_{\text{ящика}}} = \frac{453}{3,75} = 12,09 \text{ м}^2 \quad (4.9)$$

З метою того, щоб зерно та мінеральні добрива не затримувалися на стінках бункера, відповідно, кути нахилу їх до горизонту мають забезпечувати наступну умову:

$$\theta > \varphi + \alpha_{\text{сів.}},$$

де: φ – значення кута тертя насінини або добрив, що використовуються, об стінки ємності бункера сівалки, тобто для пшениці він становить $\varphi = 22,5^\circ$;

α_{civ} - максимальний кут нахилу вибраної нами сівалки, $\alpha_{civ} = 32^0$.

Таким чином, робимо перевірку щодо виконання вище вказаної умови:

$$\beta > 22,5 + 31 = 54,5^0.$$

4.3. Кінематичні розрахунки

4.3.1. Кінематичний розрахунок механізму привода висівних апаратів механічної дії.

Вихідними параметрами для виконання кінематичного обчислення є значення передаточного відношення від валу привідних коліс до валу висівних апаратів, а також кінематична схема привода, що зображена на рисунку 4.2.

Здійснимо розрахунок привідного механізму висівних апаратів для випадку мінімального передаточного відношення:

Отже, $i_{ЗАГ.ЗЕРН.МИН} = 0,16$ (дивись підрозділ «Технологічні розрахунки»).

Спочатку використовуємо: $z_1 = 16$ і $z_2 = 14$

$$\begin{aligned} \text{Потім отримуємо: } i_1 &= \frac{z_1}{z_2} = \frac{16}{14} = 1,143 \\ n_2 &= n_1 \cdot i_1 = n_{ХК} \cdot 1,143 \end{aligned}$$

Підставляємо значення до наступного виразу:

$$n_{ХК} = \frac{60 \cdot \vartheta_C (1 - \kappa)}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 3,38 \cdot (1 - 0,03)}{3,14 \cdot 1,18} = 52,34 \text{ об/хв.} \quad (4.10)$$

де: ϑ_C - значення робочої швидкості вибраної нами сівалки, приймаємо $\vartheta_C = 3,38$ м/с, а $D = 1,18$ м – відповідне значення діаметру коліс враховуючи прогин гуми.

Далі,

$$n_2 = 52,34 \cdot 1,143 = 59,82 \text{ об/хв.}$$

Спочатку використовуємо значення: $z_3 = 9$ і $z_4 = 16$

$$\begin{aligned} \text{Потім отримуємо: } i_2 &= \frac{z_3}{z_4} = \frac{9}{16} = 0,563 \\ n_3 &= n_2 \cdot i_2 = 59,82 \cdot 0,563 = 33,68 \text{ об / хв.} \end{aligned}$$

Далі використовуємо: $z_5 = 16$ і $z_6 = 27$.

$$i_3 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{16}{27} = 0,594$$

Отримуємо наступне:

$$n_4 = n_3 \cdot i_3 = 33,68 \cdot 0,594 = 20 \text{ об} / \text{хв}$$

Продовжуємо використовувати: $z_7 = 13$ і $z_8 = 21$

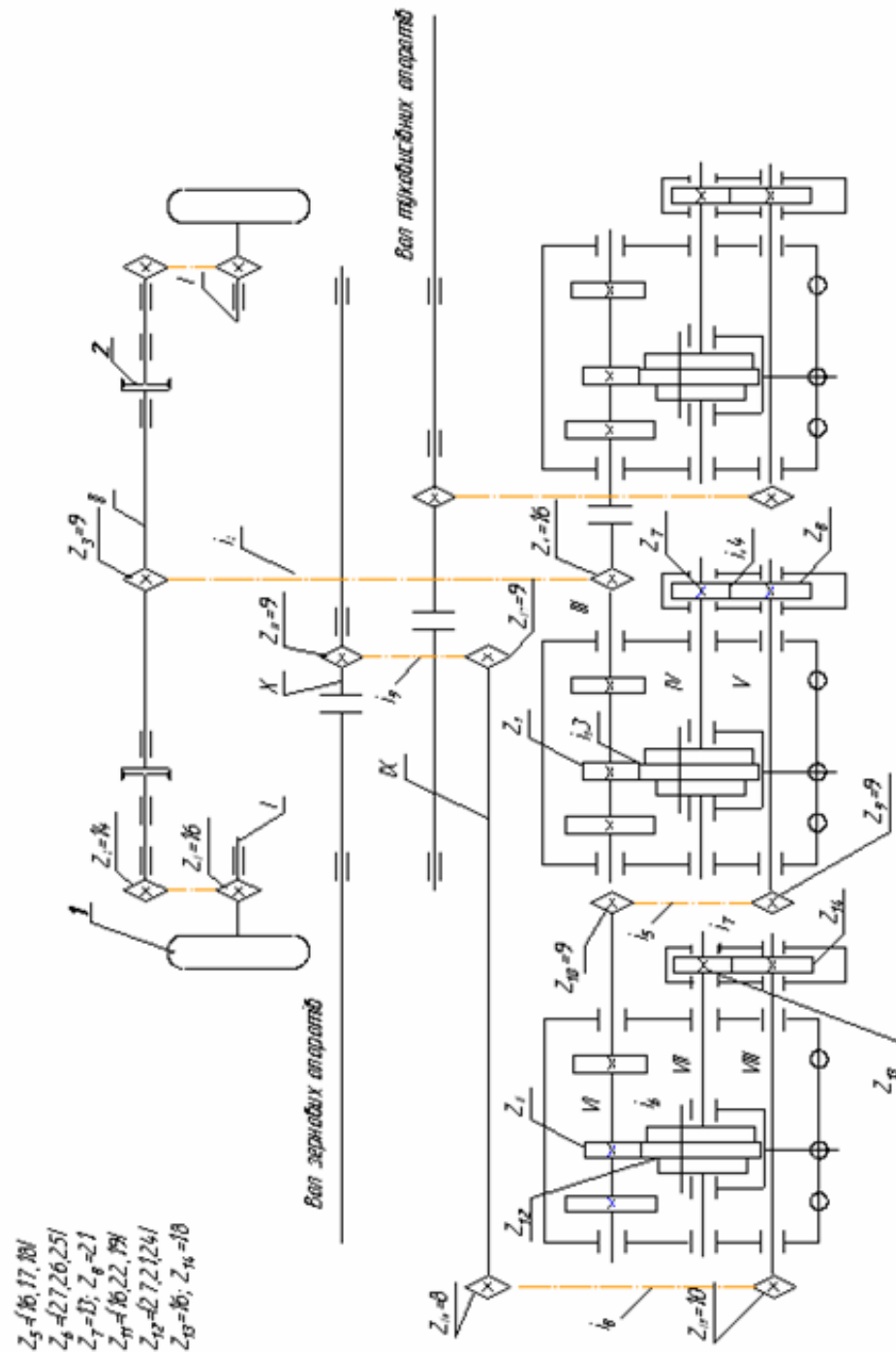


Рис. 4.2. Кінематична схема механізму приводу даної сівалки.

$$i_4 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{13}{21} = 0,617;$$

Отримуємо наступне:

$$n_5 = n_4 \cdot i_4 = 20 \cdot 0,617 = 12,34 \text{ об / хв.}$$

Продовжуємо використання: $z_9 = z_{10} = 9$; $i_5 = 1$.

$$n_6 = n_5 \cdot i_5 = 12,34 \cdot 1 = 12,34 \text{ об / хв.}$$

Знову задаємося: $z_{11} = 16$ і $z_{12} = 27$

$$i_6 = \frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{16}{27} = 0,594;$$

та отримуємо:

$$n_7 = n_6 \cdot i_6 = 12,34 \cdot 0,594 = 7,33 \text{ об / хв.}$$

Далі задаємося: $z_{13} = 16$ і $z_{14} = 18$

$$i_7 = \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{16}{18} = 0,886;$$

потім отримуємо наступне:

$$n_8 = n_7 \cdot i_7 = 7,33 \cdot 0,886 = 6,5 \text{ об / хв.}$$

І нарешті, задаємося значеннями: $z_{15} = 10$ і $z_{16} = 8$

$$i_8 = \frac{z_{15}}{z_{16}} = \frac{10}{8} = 1,25;$$

та отримуємо наступне:

$$n_9 = n_8 \cdot i_8 = 6,5 \cdot 1,25 = 8,1 \text{ об / хв.}$$

Значення величини передаточного відношення для останньої передачі знаходимо звичайним обчислювальним способом за такою формулою:

$$i_9 = \frac{i_{ЗАГ. MIN}}{i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_7 \cdot i_8} =$$

$$= \frac{0,16}{1,143 \cdot 0,563 \cdot 0,594 \cdot 0,617 \cdot 1 \cdot 0,594 \cdot 0,886 \cdot 1,25} = 1,03$$

Знову задаємося: $z_{17} = z_{18} = 9$

$$i_9 = 0,84;$$

Далі отримуємо :

$$n_{10} = n_9 \cdot i_9 = 8,1 \cdot 1,03 = 8,34 \text{ об / хв}$$

Здійснюємо перевірку правильності виконаного кінематичного розрахунку. Для цього порівнюємо частоту обертання валу зернових апаратів

n_{10} , визначену розрахунковим методом (шляхом послідовного обчислення частот обертання валів механізму привода), із значенням, отриманим безпосередньо на основі загального передаточного відношення:

- так для першого випадку: $n_{10} = 8,34 \text{ об / хвил.}$

А для подібного другого:

$$n_{10} = n_1 \cdot i_{\text{ЗАГ.ЗЕРН.МІН}} = n_{\text{ХК}} \cdot i_{\text{ЗАГ.ЗЕРН.МІН}} = 52,34 \cdot 0,16 = 8,37 \text{ об / хв.}$$

Знаходимо значення похибки:

$$\frac{8,37 - 8,34}{8,37} \cdot 100 = 0,36\%.$$

Значення величини отриманої похибки свідчить про достатньо точне проведення обчислень механізму привода зі встановленим мінімальним передаточним відношенням.

Далі, проведемо обчислення механізму привода до висівних апаратів з використанням вже максимального передаточного відношення:

$$i_{\text{ЗАГ.ЗЕРН.МАХ}} = 0,78 \text{ (також дивимося технологічного розрахунку).}$$

Спочатку використовуємо значення: $z_1 = 16$ і $z_2 = 14$

$$\text{Отримуємо: } i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{16}{14} = 1,143$$

$$n_2 = n_1 \cdot i_1 = n_{\text{ХК}} \cdot 1,143$$

$$n_{\text{ХК}} = \frac{60 \cdot g_c (1 - \kappa)}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 3,38 \cdot (1 - 0,03)}{3,14 \cdot 1,18} = 52,34 \text{ об/хв.}$$

Отже:

$$n_2 = 51,88 \cdot 1,143 = 59,82 \text{ об/хв.}$$

Далі використовуємо значення: $z_3 = 9$ і $z_4 = 16$.

$$\text{Потім отримуємо: } i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{9}{16} = 0,564$$

$$n_3 = n_2 \cdot i_2 = 59,82 \cdot 0,564 = 33,74 \text{ об / хв.}$$

Знову задаємося значеннями: $z_5 = 17$ і $z_6 = 26$

$$i_3 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{17}{26} = 0,654;$$

Відповідно отримуємо:

$$n_4 = n_3 \cdot i_3 = 33,74 \cdot 0,654 = 22,07 \text{ об / хв.}$$

Знову використовуємо: $z_7 = 13$ і $z_8 = 21$

$$i_4 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{13}{21} = 0,616;$$

Та отримуємо:

$$n_5 = n_4 \cdot i_4 = 22,07 \cdot 0,616 = 13,59 \text{ об / хв.}$$

Продовжуємо використання: $z_9 = z_{10} = 9$; $i_5 = 1$.

$$n_6 = n_5;$$

Знову задаємося значеннями: $z_{11} = 19$ і $z_{12} = 24$

$$i_6 = \frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{19}{24} = 0,793;$$

Обчислюємо та отримуємо:

$$n_7 = n_6 \cdot i_6 = 13,59 \cdot 0,793 = 10,78 \text{ об / хв.}$$

Задаємося показниками: $z_{13} = 16$ і $z_{14} = 18$

$$i_7 = \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{16}{18} = 0,888;$$

Та отримуємо наступне:

$$n_8 = n_7 \cdot i_7 = 10,78 \cdot 0,888 = 9,57 \text{ об / хв.}$$

І нарешті: $z_{15} = 10$ і $z_{16} = 8$

$$i_8 = \frac{z_{15}}{z_{16}} = \frac{10}{8} = 1,23;$$

Таким чином, отримуємо:

$$n_9 = n_8 \cdot i_8 = 9,57 \cdot 1,23 = 11,77 \text{ об / хв.}$$

Також, подібним способом величину передаточного відношення останньої передачі встановлюємо обчислювальним способом за формулою:

$$\begin{aligned} i_9 &= \frac{i_{ЗАГ. MIN}}{i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_7 \cdot i_8} = \\ &= \frac{0,78}{1,143 \cdot 0,564 \cdot 0,654 \cdot 0,616 \cdot 1 \cdot 0,793 \cdot 0,888 \cdot 1,23} = 3,46 \end{aligned}$$

Знову задаємося: $z_{17} = z_{18} = 9$

Нарешті, отримуємо: $t_9 = 3,46;$
 $n_{10} = n_9 \cdot t_9 = 11,77 \cdot 3,46 = 40,806 / \text{хв.}$

Знову здійснюємо перевірку правильності виконаного кінематичного розрахунку для максимального відношення. Для цього порівнюємо частоту обертання валу зернових апаратів n_{10} , визначену розрахунковим методом (шляхом послідовного обчислення частот обертання валів механізму привода), із значенням, отриманим безпосередньо на основі загального передаточного відношення:

- отже в першому випадку: $n_{10} = 40,806 / \text{хвил.}$

Потім, в другому випадку:

$$n_{10} = n_1 \cdot i_{\text{ЗАГ.ЗЕРН.МАХ}} = n_{\text{ХК}} \cdot i_{\text{ЗАГ.ЗЕРН.МАХ}} = 52,34 \cdot 0,78 = 40,8206 / \text{хв.}$$

Знаходимо значення похибки:

$$\frac{40,82 - 40,8}{8,82} \cdot 100 = 0,05\%.$$

Значенням похибки можна практично знехтувати, так як ми отримали досить мінімальне значення. Воно свідчить про якісне проведення обчислень стосовно механізму приводу з максимально встановленим передаточним відношенням.

4.4. Силовий аналіз

4.4.1. Розрахунок на повздовжню стійкість вибраного агрегату.

Тепер ми розглянемо рух обраного посівного агрегату під час підйому під певним кутом α до горизонту. Слід зауважити, що колісний трактор із сівалкою СЗ-3,6А може втратити стійкість і перекинутися відносно осі О. У зв'язку з цим необхідно скласти рівняння моментів усіх сил, які діють на вибраний нами агрегат, відносно зазначеної осі:

$$P_p = G_{\text{с}} \cdot a \cdot \cos \alpha - G_{\text{с}} \cdot h \cdot \sin \alpha - M_{\text{кр}} \cdot h_{\text{кр}}, \quad (4.11)$$

де: P_p - значення чинника реакції ґрунту на направляючі колеса (передні) трактора, Н;

L - значення чинника, що характеризує повздовжню величину бази колісного трактора, м;

G_g - сила ваги колісного трактора марки МТЗ-82, Н;

a , h - запропоновані значення центра ваги вибраного трактора, м;

α - значення кута, що чітко характеризує величину підйому нашого агрегату до горизонту, градуси;

$M_{кр.}$ - значення показника сили тяги на гаку колісного трактора, Н;

$h_{кр.}$ - значення показника висоти вмонтованого шарніра для кріплення сніці, тобто місце з'єднання сівалки з трактором.

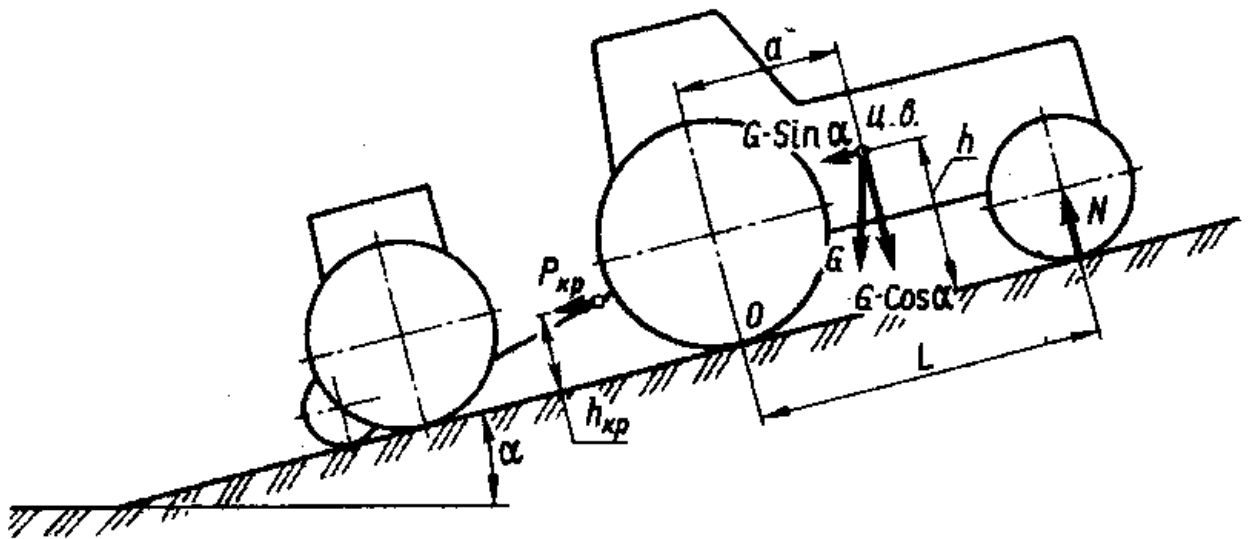


Рис. 4.3. Розрахункова схема діючих сил на вибраний нами посівний агрегат

Відповідно, показник стійкості вибраного нами трактора МТЗ-82 почне порушуватися при певному критичному куті підйому схилу, що обчислюється згідно такого виразу:

$$tg\alpha_{кр} = \frac{\left(G_e^2 a \cdot h - M_{кр} \cdot h_{кр} \sqrt{G^2 (h^2 + a^2)} - M_{кр} \cdot h_{кр}\right)}{\left(G_e^2 \cdot h^2 - P_{кр} \cdot h_{кр}\right)}, \quad (4.12)$$

Підставляємо вже відомі значення та отримуємо наступне:

$$tg\alpha_{кр} = \frac{35^2 \cdot 0,276 \cdot 0,822 - 3,727 \cdot 0,65 \cdot \sqrt{36^2 (0,822^2 + 0,724^2)} - 3,727^2 \cdot 0,65^2}{36^2 \cdot 0,822^2 - 3,727^2 \cdot 0,65^2} = 0,755$$

$$\alpha = arctg 0,755 = 37,05^\circ$$

Отже, за кута підйому схилу понад $37,05^\circ$ показник стійкості обраного трактора МТЗ-82 істотно знижується, що свідчить про недопустимість подальшого руху під час виконання технологічного процесу.

4.5. Енергетичний розрахунок.

Енергетичний розрахунок виконуємо на основі раніше отриманих даних. Під час вибору відповідного колісного трактора необхідно враховувати його тягові характеристики з подальшим визначенням тягового опору при агрегуванні з установленою сівалкою.

Оптимальний ступінь завантаження трактора визначатимемо за допомогою такого виразу:

$$K_{mp.} = (1,1 \dots 1,2) \cdot P_c \quad (4.13)$$

де: P_c - значення для показника тягового опору вибраної нами сівалки,
Н;

$K_{mp.}$ - значення сили тяги колісного трактора марки МТЗ-82;

Далі враховуємо наступне застосовуючи вираз:

$$P_c = z \cdot R_x + \gamma(G_c - G'' - n \cdot R_n) \pm G_c \cdot \sin \alpha \quad (4.14)$$

де: z - кількість конструктивно встановлених сошників на вибраній нами сівалці СЗ-3,6А;

R_x - реакція опору тільки від одного сошника;

γ - значення чинника, що враховує певне перекочування коліс по

обробленій ділянці поля і воно знаходиться в межах: $\gamma = 0,2...0,25$.

α - значення кут нахилу поля; тобто приймаємо $\alpha=8^0$ як свідчать про це агротехнічні вимоги.

Далі проводимо обчислення тягового опору сівалки СЗ-3,6А, при цьому враховуємо рух агрегату вгору, а саме в напрямку схилу поля. Отже, доданок $G_c \sin \alpha$ використовуємо зі знаком „+”.

$$\begin{aligned} P_c &= z \cdot R_x + \gamma(G_c - G'' - z \cdot R_n) + G_c \cdot \sin \alpha = \\ &24 \cdot 100 + 0,25(18384 - 3097 - 12 \cdot 108) + 18384 \cdot \sin 8^\circ = \\ &= 8101,2 \text{ Н} \end{aligned}$$

І нарешті, проводимо наступні обчислення:

$$K_{mp.} = (1,1...1,2) \cdot P_c = 1,2 \cdot 8101,2 = 9721 = 9,721 \text{ кН}$$

Під час вибору посівного агрегату необхідно враховувати низку важливих чинників. Насамперед, ступінь використання тягового зусилля на гаку колісного трактора має становити не менше 80 %, що дозволяє мінімізувати непродуктивні втрати потужності.

Крім того, агрегат повинен забезпечувати максимально можливу продуктивність у заданих умовах роботи. Це досягається завдяки раціональному поєднанню робочої ширини захвату та оптимальної швидкості руху, що сприяє підвищенню ефективності виконання посівного процесу.

З урахуванням розрахункового тягового опору зернової сівалки $P_c=8,101 \text{ кН}$ та робочої швидкості посівного агрегату $v=12,2 \text{ км/год}$ обираємо колісний трактор, тягове зусилля якого за заданої швидкості є найбільш наближеним до необхідного значення.

Таким вимогам відповідає трактор марки МТЗ-82, який при швидкості руху $12,2 \text{ км/год}$ розвиває тягове зусилля $11,65 \text{ кН}$.

Далі обчислюємо коефіцієнт використання потужності цього трактора відповідно до встановлених вимог, застосовуючи наведений вираз:

$$K_{в.п.} = \frac{P_c}{V_{гаку.}} \quad (4.15)$$

де: $P_c=9,721\text{Н}$ - опір зернотукової сівалки на операції сівби;

$V_{гаку}=11,65$ - тягове зусилля на гаку вибраного нами трактора при швидкості 9,98 км/год.

Отже:

$$K_{в.п.} = \frac{9,721}{11,65} = 0,83$$

Так як умова при якій $K_{в.п.} > 0,8$, тому робимо висновок про те, що трактор типу МТЗ-82 повністю задовольняє діючим умовам щодо агрегування із сівалкою СЗ-3,6А.

4.6. Розрахунки на міцність

Пружини стискання, як правило, в основному сприймають деформацію на кручення. Згідно літературних джерел приймаємо наступне:

де: $d=4$ мм - діаметр вибраної проволочки;

$D=36$ мм – зовнішній діаметр запропонованої пружини;

$F_2=5,95$ – величина деформації одного витка пружини під дією найбільш встановленого робочого навантаження P_2 ;

$t=11,55$ мм – крок для пружини, коли вона знаходиться у вільному стані.

Отже, встановлюємо внутрішній діаметр пружини:

$$D_1=D-2d=36-2\cdot 4=28 \text{ мм};$$

Відповідно, число робочих витків буде становити:

$$N = \frac{n_o - 3d}{t} = \frac{370 - 3 \cdot 4}{11,55} = 30,99$$

де: $n_o=370$ мм – значення довжини пружини у вільному стані.

Таким чином, приймаємо кількість витків 31.

Тоді, знаходимо повне число витків для пружини:

$$N_1=n+2=31 + 2 = 33$$

Отже, середній діаметр пружини буде становити наступне:

$$D_2 = \frac{36 + 28}{2} = 32 \text{ мм}$$

$$C = \frac{D_2}{d} = \frac{32}{4} = 8 \text{ мм}$$

З джерел вибираємо по індексу з коефіцієнтами $K=1,11$; $K_1=1,18$; $K_2=1,06$.

Найбільше робоче навантаження буде дорівнювати:

$$P_2 = 0,3 \frac{d^3}{D_2 K_1} \tau_1$$

де: $\tau_1=0,44 \sigma_p$ – це допустиме робоче напруження при крученні для пружини, що має 1 групу $\sigma_p=1500 \text{ Н/мм}^2$, відповідно, $\tau_1=0,44 \cdot 1500=660 \text{ Н/мм}$.
Отже, ми маємо наступне:

$$P_2 = 0,3 \cdot \frac{4^3}{32 \cdot 1,18} \cdot 660 = 438 \text{ Н}$$

Далі проведемо деякі випробування напруження на міцність та пружність.

$$P_3=1,25P_2=1,25 \cdot 438=547,8 \text{ Н}$$

Попереднє навантаження становить:

$$P_1=(0,1-0,8)P_2=54,75 \dots 438,5 \text{ Н}$$

Приймаємо: $P_1=200 \text{ Н}$.

Тоді деформація пружини під дією попереднього навантаження P_1 буде становити:

$$F_1 = F_2 \frac{P_1}{P_2} = 182,9 \cdot \frac{200}{438} = 83,5 \text{ мм}$$

де: F_2 – відповідна деформація пружини під дією найбільшого робочого напруження, яке становить P_2 .

$$F_2=nF_1=31 \cdot 5,95=184,5 \text{ мм}$$

Деформація пружини під дією іншого випробувального навантаження

P_3 :

$$F_3 = 1,25F_2 = 1,25 \cdot 184,5 = 230 \text{ мм}$$

Значення висоти пружини під дією попереднього навантаження P_1 буде:

$$H_1 = n_0 - F_1 = 370 - 83,5 = 286,5 \text{ мм}$$

Висота або довжина пружини під дією встановленого навантаження P_3 в період випробувань:

$$H_3 = H_0 - F_3 = 370 - 230 = 140 \text{ мм}$$

Далі, висота пружини під дією тільки робочого навантаження P_2 :

$$H_2 = H_0 - F_2 = 370 - 184,5 = 185,5 \text{ мм}$$

Тоді, зазор між витками при найбільш встановленому робочому навантаженні має задовольняти умові:

$$0,1d \leq S \leq 0,25 f_2$$

$$0,1 \leq S \leq 0,25 \cdot 5,9$$

$$0,4 \leq S \leq 1,47$$

Отже, робочий хід визначається з такого виразу:

$$X = F_2 - \left(1 - \frac{P_1}{P_2}\right) = F_2 - F_1 = 184,5 - 83,5 = 101 \text{ мм}$$

Потім розраховуємо довжину потрібної кількості проволочи:

$$L = 3,18D_2 \cdot N_1 = 3,18 \cdot 32 \cdot 33 = 3358,2 \text{ мм}$$

Отже, показник жорсткості пружини становить:

$$\lambda = \frac{P_2}{F_2} = \frac{438}{184,5} = 2,37 \text{ Н/мм}$$

Тепер встановимо масу одного витка використовуючи наступний вираз:

$$c = 19,5 \cdot d^2 \cdot D_2 \cdot \frac{1}{10^6} = 19,5 \cdot 4^2 \cdot 32 \cdot \frac{1}{10^6} = 0,012 \text{ кг}$$

Нарешті, загальна маса пружини буде становити:

$$Q = n \cdot c = 33 \cdot 0,012 = 0,39 \text{ кг}$$

Отже, вибрана пружина задовольняє умові міцності та встановленому навантаженню.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Загальна частина.

5.1.1. Аналіз визначених небезпечних та шкідливих факторів вдосконаленої сівалки СЗ-3,6А.

У процесі експлуатації створеного агрегату обслуговуючий персонал зазнає впливу низки фізичних і хімічних чинників, зокрема:

- наявності обертових деталей і механізмів, до яких належать вали туковисівних апаратів, елементи приводу, опорні колеса сівалки та ланцюгові передачі;
- підвищеної запиленості в робочій зоні, спричиненої посівним матеріалом і мінеральними добривами;
- підвищеної температури повітря в зоні роботи, а також нагрітих поверхонь агрегату, зокрема двигуна внутрішнього згоряння трактора;
- підвищеного рівня шуму, джерелом якого є вихлопна система трактора;
- використання насіння, обробленого отрутохімікатами;
- наявності відкритих і незахищених рухомих елементів конструкції агрегату;
- вібрацій різної частоти та амплітуди;
- переміщення агрегату під час виконання польових робіт і його транспортування;
- особливостей конструкції маркерів, а також операцій з їх складання та розкладання;
- виконання ремонтних робіт;
- проведення налагоджувальних операцій і встановлення необхідної норми висіву;
- ризику виникнення пожежі під час роботи агрегату, його транспортування та зберігання.

5.1.2. Заходи, що забезпечують нормальні та нешкідливі санітарно-гігієнічні умови праці на вибраній нами сівалці СЗ-3,6А згідно діючих стандартів.

Насамперед:

- забезпечується контроль за дотриманням гранично допустимих концентрацій шкідливих газів у повітрі робочої зони;
- передбачено регулярний огляд і технічну перевірку засобів, що зменшують запиленість робочого простору;
- організовано періодичні медичні огляди працівників;
- впроваджено використання засобів індивідуального захисту, зокрема спеціального одягу, респіраторів, захисних рукавиць тощо.

Санітарно-гігієнічні вимоги щодо допустимих рівнів шуму та вібрації встановлюються відповідними державними стандартами. Зниження їх негативного впливу на працівників досягається шляхом упровадження комплексу заходів: заміни шумних технологічних процесів менш шумними; застосування демпфувальних елементів для металевих деталей - джерел шуму; балансування обертових вузлів; своєчасного технічного обслуговування і профілактичного ремонту; використання захисних кожухів та екранів; підресорювання рам машин і кабін тракторів. Виконання робіт із шкідливими речовинами також здійснюється відповідно до встановлених нормативних вимог.

Для мінімізації впливу токсичних речовин на організм людини необхідно:

- не допускати перевищення їх концентрації в робочій зоні понад встановлені норми, впроваджувати сучасні технології протруювання сільськогосподарських культур і посівного матеріалу;
- забезпечувати систематичний медичний контроль та обов'язкове використання засобів індивідуального захисту.

Останніми роками наукові установи та машинобудівні підприємства

приділяють значну увагу поліпшенню стану довкілля й умов праці обслуговуючого персоналу. На практиці впроваджуються різноманітні пристрої для регулювання параметрів мікроклімату та очищення повітря, що подається до кабіни.

Під час роботи в південних регіонах України, де повітря часто є сухим і перегрітим, сучасні кабіни оснащуються кондиціонерами для підтримання оптимального мікроклімату.

Також активно впроваджуються вдосконалені кабіни з уніфікованими системами кондиціонування або вбудованим клімат-контролем, покращеними вітрозахисними характеристиками та раціональною організацією робочого місця, що відповідає сучасним агротехнічним вимогам.

5.1.3. Заходи по забезпеченню безпечних умов праці на вибраній сівалці.

Складність технічного обслуговування сільськогосподарських машин зумовлює необхідність забезпечення для персоналу належних санітарно-гігієнічних і безпечних умов праці.

Більшість нещасних випадків трапляється через недостатній технічний рівень машин, відсутність або несправність захисних огорожень, виконання ремонтних, регулювальних, очищувальних і змащувальних робіт під час руху механізмів, ненадійне встановлення машин під час стаціонарної роботи, використання несправного чи невідповідного інструменту. Додатковими чинниками ризику є відсутність або невідповідність спеціального одягу, недостатній рівень знань персоналу з питань охорони праці, а також відсутність чітко визначеного регламенту технічного нагляду.

З метою запобігання виробничому травматизму передбачено такі заходи:

- конструкція вузлів і механізмів сівалки забезпечує безпечні умови для персоналу під час монтажу, демонтажу та експлуатації;

- усі рухомі й обертові елементи сівалки закриті металевими кожухами; трактор оснащено автозчіпкою та спеціальним упором, що гарантує безпечне приєднання й від'єднання причіпної сівалки до колісного трактора;

- передавальний механізм обладнаний запобіжними шплінтами, які зрізаються у разі перевищення допустимого навантаження на вали, що автоматично припиняє передавання крутного моменту;

- електрообладнання колісного трактора та пристрою УСК має перебувати у справному стані, проводка має бути надійно ізольованою, а кабелі, розташовані у важкодоступних місцях - захищеними від контакту з рухомими деталями й вузлами механізмів;

- вузли та елементи гідросистеми сконструйовані таким чином, щоб унеможливити самовільне опускання сівалки;

- для очищення сошників у разі їх забивання передбачено металевий чистик, який швидко знімається без застосування спеціального інструменту;

- під час агрегування з причіпною сівалкою СЗ-3,6А навантаження на керовані колеса трактора має становити не менше 20 % від загальної маси агрегату.

Приєднана до трактора сівалка не ускладнює посадку тракториста на робоче місце, забезпечує належний огляд для виконання технологічних операцій і зручний доступ до вузлів для їх технічного обслуговування.

Важкодоступні вузли обладнані спеціальними точками для підймання, а конструкцією сівалки передбачені місця для встановлення домкратів. Ці ділянки виділені контрастною кромкою, що відрізняється від основного кольору машини. Точки для підймання масивних вузлів позначені ланцюжком відповідно до вимог, а місця встановлення домкратів - літерним маркуванням «ДК».

На видимому місці розміщено попереджувальну табличку із заборонаю транспортування сівалки у піднятому положенні за наявності завантажених бункерів.

Робочі органи сівалки, які можуть забиватися ґрунтом або рослинними рештками й створювати небезпеку для персоналу, повинні оснащуватися автоматичним пристроєм УСК, що усуває необхідність перебування людини в небезпечній зоні під час обслуговування агрегату.

Для забезпечення безпеки під час виконання налагоджувальних робіт або роботи з механізмами сівалки, агрегатованої з трактором, коли сошники перебувають у піднятому положенні, машина має бути обладнана пристроями, що гарантують її стійкість. Стабільність агрегату під час агрегування забезпечується використанням спеціальних упорів.

6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В даній дипломній роботі розглянуті важливі питання щодо удосконалення зернової сівалки з обґрунтуванням параметрів саме висівного апарату механічної дії.

При розгляді «Стану досліджуваного питання та вибору напряму досліджень» ми провели літературний аналіз конструкцій сівалок при сівбі зернових культур, особливо сфокусували нашу увагу на роботі катушкового апарату, а саме на характеристиці двох основних потоків - активного та примусового. Провели теоретичний аналіз рівномірності інтервалів між насінинами як в активному, так і в примусовому зерновому потоці та зупинили увагу на параметрах жолобкової катушки, які найбільше впливають на показники рівномірності сівби.

В науковій частині ми представили методику проведення експерименту та після отримання результатів роботи серійної і косозубої катушок побудували графіки розподілу інтервалів між насінинами. Експериментальним шляхом було доведено, що при зменшенні робочої довжини самої катушки та збільшенню показника частоти обертання висівного валу рівномірність висіву при роботі катушки з похилими жолобками - збільшувалась.

В розділі «Практична реалізація результатів досліджень» ми виконали технологічні, кінематичні, енергетичні та силові розрахунки.

Також нами виконано аналіз стану охорони праці та розроблено комплекс заходів, спрямованих на забезпечення безпечних і належних умов праці для обслуговуючого персоналу під час експлуатації вдосконаленого посівного агрегату.

Надані висновки чітко підтверджують доцільність запропонованих змін у конструкції висівного апарату механічної дії даної сівалки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сільськогосподарські машини :підручник / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.В. Іщенко та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: «Агроосвіта», 2015. – 679 с.
2. Сільськогосподарські машини: навч. посіб. / Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Волянський М.С. , Мартишко В.М. , Гуменюк Ю.О. – Київ : «Агроосвіта», 2017. – 180 с.
3. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
4. Сисолін П.В, Сало В.М., Кропивний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1. Машини для рільництва / За ред. М.І. Черновола.– К.: Урожай, 2001.– 384с.
5. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1; Ч.2: Машини для сівби та садіння. Харків: ОКО, 2002. 452 с.
6. Сисолін П.В. Теорія, проектування та розрахунки посівних машин: Навч. посібник, Кіровоград: ІСДО, 1994. - 265 с.
7. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей / Сало В.М., Лещенко С.М., Лузан П.Г., Мачок Ю.В., Богатирьов Д.В. – Х.: Мачулін, 2016. – 244 с.
8. Кравчук В.І., Мельник Ю.Ф. Машини для обробітку ґрунту та сівби/ МІНАПК України, Дослідницьке, – 2009. – 288 с.
9. Машини для сівби, садіння та догляду за посівами: навчальний посібник / В. Сало, С. Лещенко, П. Лузан, Л. Сало/ –Кропивницький: Видавець Лисенко В.Ф., 2022. – 220 с.
10. Свірень М.О. Процеси, машини та обладнання АПВ: Навчальний посібник. / М.О. Свірень, В.П. Смірнов, І.М. Осипов та ін. – Кропивницький: Видавець Лисенко В.Ф., 2018. – 296 с.

ДОДАТКИ