

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та природокористування

Кафедра агроінженерії

02-07-62М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни
«Сільськогосподарські машини» для здобувачів вищої
освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-
професійною програмою «Агроінженерія»
спеціальності Н7 «Агроінженерія»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано
Науково-методичною
радою з якості ННМІ
Протокол №3 від 18.11.2025 р.

Рівне – 2025

Методичні вказівки до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни «Сільськогосподарські машини» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» спеціальності Н7 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Шимко А. В., Бундза О. З. – Рівне : НУВГП, 2025. – 119 с.

Укладачі: Шимко А. В., кандидат технічних наук, доцент кафедри агроінженерії;
Бундза О. З., кандидат технічних наук, доцент кафедри агроінженерії.

Відповідальний за випуск: Налобіна О. О., доктор технічних наук, професор, завідувачка кафедри агроінженерії.

Схвалено на засіданні кафедри агроінженерії протокол № 4 від 05 листопада 2025 року

Керівник групи
забезпечення спеціальності
208 «Агроінженерія»

Бундза О. З.

Попередня версія МВ 02-07-45М

© А. В. Шимко,
О. З. Бундза, 2025
© НУВГП, 2025

ЗМІСТ

Вступ	
Практична робота №1.....	6
Практична робота №2.....	17
Практична робота №3.....	30
Практична робота №4.....	49
Практична робота №5.....	64
Практична робота №6.....	70
Практична робота №7.....	81
Практична робота №8.....	89
Практична робота №9.....	97
Список використаних джерел	

ВСТУП

Землеробство - найдавніше заняття людства. Пов'язані з ним знаряддя праці розвивалися й удосконалювалися століттями. На основі результатів досліджень виникла система машин для комплексної механізації сільськогосподарського виробництва, що враховує природно-кліматичні умови України. У зв'язку з цим зростає роль і значення інженера сільськогосподарського виробництва. Для раціональної організації інженерно-технічної служби він має знати не тільки конструкцію сільськогосподарських машин, а й теорію робочих процесів - взаємодію робочих органів з оброблюваним матеріалом. Зростає роль інженерів у розв'язанні практичних завдань щодо застосування сільськогосподарських машин і, зокрема, машин для додаткового обробітку ґрунту.

Дисципліни, що передують вивченню зазначеної дисципліни: «Теорія механізмів і машин та деталі машин», «Трактори і автомобілі», «Теплотехніка та теплоенергетичні установки сільськогосподарського призначення». Дисципліни, що вивчаються супутньо із зазначеною дисципліною: «Гідро-, пневмо- та електроприводи в агропромисловому комплексі». а отримані знання будуть використовуватись у подальшому при виконанні бакалаврської роботи.

Вимоги до знань та умінь визначаються галузевими стандартами вищої освіти України.

Мета: Полягає у вивченні методів розрахунку ґрунтообробних знарядь.

Завданнями дисципліни є вивчення:

- надати знання з будови сільськогосподарських машин і їхніх робочих органів та технологічних процесів сільськогосподарських машин;
- надати знання з проведення технічного та технологічного налагодження машин до технологічних процесів;

- навчити методикам з проведення агротехнічної оцінки виконання технологічних процесів сільськогосподарськими машинами;

- набути навичок із розрахунку параметрів сільськогосподарських машин.

У результаті вивчення навчальної дисципліни студент повинен знати:

- основні поняттями та визначення предмету «Сільськогосподарські машини»;

- основні параметри, які необхідні для розрахунку ґрунтообробних знарядь.

вміти:

- виконувати інженерні розрахунки ґрунтообробних знарядь;

- вміти вибрати потрібні параметри для робочих органів для ґрунтообробних знарядь. володіти:

- методами розв'язування інженерно-технічних задач, які пов'язані із функціонуванням та підбором ґрунтообробної техніки.

Практична робота №1

Тема: Калібрування обприскувача

Мета: Ознайомитись із процесом калібрування та обладнанням, яке для цього використовується

Вибір розпилювачів обприскувача та регулювання норми виливу із застосуванням витратомірів

Калібрування обприскувача включає проведення передкалібрувальних робіт, які можна розділити на кілька етапів – це вибір розпилювачів, регулювання норми виливу, обслуговуючі та контрольні процедури.

Вибір розпилювачів

1. Виходячи з рекомендацій виробника пестициду, польових умов вибирають норму виливу (л/га) і робочу швидкість обприскувача.

2. З урахуванням ширини обробки (відстань між розпилювачами), робочої швидкості обприскувача, норми виливу (л/га) визначають за необхідною витратою через розпилювач за формулою:

$$q = (V \cdot R \cdot s) / 600 \quad (1.1)$$

де R - норма виливу при суцільному обприскуванні, л/га (R = вилитий обсяг/оброблена площа; л/га.);

V - швидкість обприскувача, км/год;

s - ширина захвату (на один розпилювач), м.

3. Вибирають розмір розпилювача, який забезпечує потрібну витрату в межах рекомендованого тиску.

4. У процесі вибору розпилювачів розглядаються специфічні завдання обробки, враховуються необхідний розмір крапель та інші технологічні чинники.

Регулювання норми виливу (л/га)

1. Заміна розпилювачів для зміни норми виливу в діапазоні 25%. Вибір розпилювачів з більшим або меншим розміром отворів є найбільш ефективним способом зміни норми виливу обприскувачів.

2. Зміна робочої швидкості обприскувача зміни норми виливу в діапазоні 25%.

3. Шляхом зміни робочого тиску можна регулювати норму виливу в діапазоні $\pm 10\%$ норми виливу. Однак при цьому розпилювачі повинні працювати в діапазоні, що рекомендується заводом-виробником. Значення тисків, що виходять за межі, рекомендовані заводом виробником, можуть суттєво вплинути на величину крапель, факел розпилу та зношування розпилювачів.

Розрахунок потрібного тиску зміни витрати через розпилювач слід визначати за такою формулою:

$$p_2 = \left(\frac{q_2}{q_1}\right)^2 \cdot p_1 \quad (1.2)$$

де q_1 - витрата через розпилювач при тиску p_1 ;

p_1 - тиск, визначений у процесі калібрування;

q_2 - потрібна витрата через розпилювачі;

p_2 – тиск, який слід вибрати для отримання потрібної витрати через розпилювач (q_2).

З формули (1,2) випливає, що для збільшення витрати через розпилювач у 2 рази тиск повинен бути збільшений у 4 рази. Регулювання норми виливу через розпилювачі шляхом зміни тиску ніколи не повинно вважатися основним фактором. Більшість польових розпилювачів працює у діапазоні тисків 1,5-2,5 Бар. Тиск нижче 1,5 бар може порушити факел розпилу, а вище 2,5 бар призводить до збільшення зносу крапель.

Обслуговуючі та контрольні процедури

Перед калібруванням обприскувача необхідно провести повне технічне обслуговування.

Переконайтесь, що частини та вузли обприскувача вільні від сторонніх предметів та функціонують у правильному режимі. Оглянути розпилювачі, їх сітки, відсічні клапани та корпуси розпилювачів щодо візуального визначення зносу, дефектів.

Перевити на воді витрати через розпилювачі при планованому робочому тиску та одноманітність форми факелів.

Витрата через розпилювачі може бути визначена за допомогою мірних кухлів, статичних або електронних витратомірів. Останнім часом все ширше у практиці використовуються статичні та електронні витратоміри.

Статичні витратоміри (рис 1.1) призначені визначення витрати рідини через розпилювачі обприскувачів. Статичний витратомір обладнаний універсальним адаптером, що підходить до всіх типів розпилювачів та наконечників розпилювачів. Застосування універсальних адаптерів унеможливає підтікання в процесі вимірювань.



Рис.1.1. Статичний витратомір

Установка рамки витратоміра з можливістю переміщення її по вертикалі дозволяє проводити порівняльні вимірювання вздовж обприскувача штанги. Для працездатних розпилювачів значення витрати рідини мають потрапляти у межі шкали вікна.

Витратомір у процесі вимірювання розміщують нижче за розпилювачі. Усю рідину збирають у вимірювальний циліндр. Плаваюча чорна кулька показує значення витрати з абсолютною похибкою 3-4% (відносна похибка 1,5%).

Електронний витратомір (рис 1.2) являє собою контрольно-вимірювальний пристрій визначення норми витрати через всі типи розпилювачів, що встановлюються на обприскувачах. Прилад виконаний у вигляді ручного інструменту і дозволяє швидко та точно контролювати продуктивність та знос розпилювачів. Він може бути використаний у польових умовах для швидкого контролю регулювання обприскувача, а також після ремонту обприскувача. Значення вимірювань можуть бути використані також для цілей калібрування.

Прилад застосовується у низці країн офіційними інспекціями з метою оцінки відповідності польових, садових, виноградних і тепличних обприскувачів, і навіть обприскувачів, які застосовують у паркових зонах.

Основні характеристики:

- точність приладу 1% у діапазоні витрат від 0,25 л/хв до 5 л/хв;
- прилад забезпечений спеціальним адаптером для вимірювання норми витрати через турбінні та пневматичні розпилювачі;
- значення десяти установок для 100 розпилювачів можуть зберігатися в пам'яті приладу та бути передані на комп'ютер;

- звіт вимірювань розпилювачів для повної перевірки обприскувача можна отримати на комп'ютері (рис. 1.3), на якому встановлена спеціальна програма.



А)



Б)

Рис.1.2. електронні витратоміри: А) з лійкою, Б) з трубчастим адаптером.

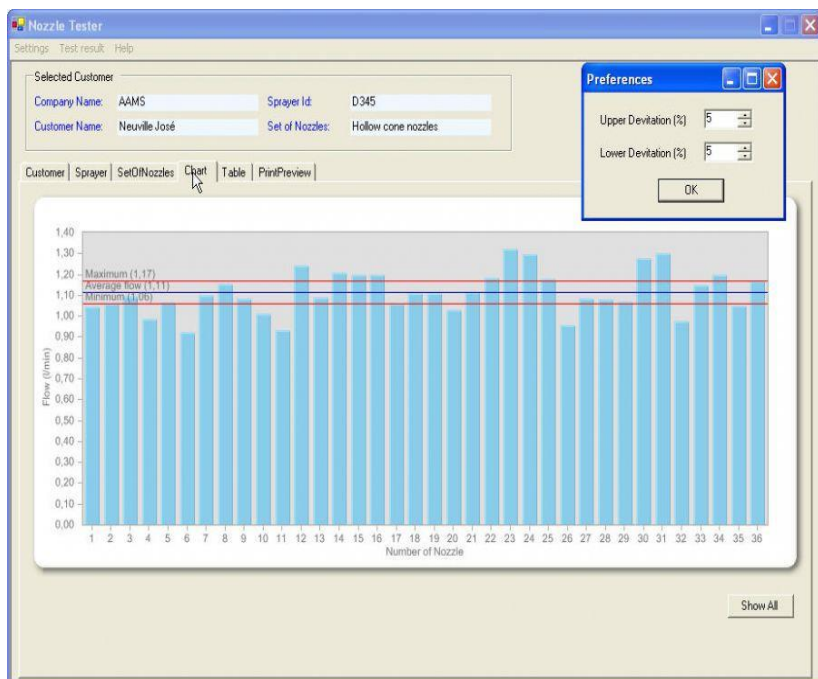


Рис.1.3. Схема комп'ютерної оцінки витрати через розпилювачі (верхня лінія – максимально допустиме відхилення, середня лінія – середня витрата через розпилювачі, нижня лінія – нижнє допустиме відхилення).

Перед перевіркою витрати через розпилювачі в бак оприскувача слід залити чисту воду (не менше 1/3 ємності бака). Залежно від відхилень витрат через розпилювачі слід замінити окремі (поодинокі) чи всі розпилювачі.

Слід зауважити, що електронний витратомір можна використовувати і для безперервного контролю витрат робочого розчину при обробці контрольних ділянок у дослідній та селекційній роботі (Рис 1.4).



Рис 1.4. Використання електронного витратоміра для постійної витрати робочого розчину.

Ефективним способом визначення одноманітності факелів розпилу та встановлення штанги на оптимальній висоті є обприскування невеликої ділянки теплої сухої поверхні, наприклад, асфальтного покриття. При нерівномірному обприскуванні на обробленій поверхні залишаться смуги різної вологості, а при рівномірному випаровування вологи на обробленій поверхні не призведе до утворення смуг.

Прилади та інструменти. У процесі калібрування обприскувача слід застосовувати засоби індивідуального захисту під час роботи з отрутохімікатами. При цьому необхідно мати такі прилади та інструменти:

- секундомір;
- рулетку довжиною 50 м чи мірне колесо;
- витратоміри для оцінки витрат через розпилювачі;

- точний контрольний манометр (з рідинним заповненням);
- трубки для відбору рідини від розпилювачів та подачі її у мірні циліндри;
- калькулятор;
- метод та точна формула для калібрування.

Визначення швидкості агрегату, що обприскує

Для точного застосування пестицидів слід підтримувати постійну швидкість обприскувача. Польові умови: вирівняність поля, наявність рослинного покриття, щільність і вологість ґрунту, нахили поля впливають на величину буксування провідних коліс, отже і на швидкість агрегату.

Тракторні спідометри та тахометри зазвичай показують швидкість з великою похибкою, і розбіжність з дійсною швидкістю агрегату може становити 25% і більше. Зміна розмірних характеристик шин та тиску у них також впливає на швидкість.

Найбільш точним способом підтримання постійної швидкості агрегату є застосування спеціальних спідометрів для обприскувачів. Покази цих спідометрів не залежать від частоти обертання коліс. Багато сучасних бортових комп'ютерів забезпечують точне визначення швидкості обприскування агрегату.

У разі відсутності засобів точного контролю швидкості агрегату в автоматичному режимі, наступний спосіб може бути використаний для визначення дійсної швидкості руху: відміряють ділянку довжиною 100 м. На початку та наприкінці ділянки встановлюють спеціальні маркери. З таблиць, що додаються до інструкції з експлуатації трактора вибирають передачу та частоту обертання двигуна, що забезпечують обрану швидкість руху агрегату, що обприскує. Відміряну ділянку проїжджають із заповненим наполовину баком обприскувача та фіксують час руху на ділянці.

Реальну швидкість агрегату розраховують із співвідношення:

(відстань [м] · 3,6) / час [сек] = швидкість [км/год].

Якщо отримана швидкість не відповідає потрібній, рекомендується вибрати іншу передачу або змінити частоту обертання двигуна. При цьому може бути використане таке співвідношення:

(част. оберт. двиг. під час перевірки [км/год] · необхідна швидкість [км/год]) / швидкість під час перевірки [км/год] = част. оберт. двигуна [об/хв].

Визначення дійсної швидкості обприскувального агрегату слід проводити на полі обприскування, що підлягає, або в польових умовах близьких до оброблюваного поля.

Коли слід замінювати розпилювачі на нові? Однозначної, строго регламентованої відповіді це питання немає. Однак у більшості літературних джерел у тому числі і в рекомендаціях провідних світових фірм, що виробляють техніку, що обприскує, наприклад, Hardi (Данія) наводяться наступні рекомендації.

Якщо середня витрата через усі розпилювачі збільшилася більш ніж на 10% порівняно з середньою витратою через той самий комплект розпилювачів, всі вони мають бути замінені на нові.

Якщо витрата через одиничні розпилювачі (один або більше) відхиляється більш ніж на ± 5 від середньої витрати (через усі розпилювачі) достатньо замінити ці одиничні розпилювачі, якщо середня витрата збільшилася менше ніж 5% порівняно з новим комплектом.

Якщо середня витрата збільшилася більше, ніж на 5% і один або кілька розпилювачів мають відхилення, що перевищує $\pm 5\%$, всі розпилювачі на штанзі повинні бути замінені на нові.

Перед вибраковуванням розпилювачів із заниженими витратами їх слід прочистити та повторно перевірити. Також слід замінити ті розпилювачі, смолоскип розпили та кут розкриття, яких явно відрізняється від норми. Перевірте витрати через нові розпилювачі.

Перед початком калібрування завжди рекомендується промити та очистити обприскувач від залишків хімікатів. З міркувань безпеки перевірку розпилювачів слід здійснювати у полі, вкритому травою чи іншою рослинністю. При цьому необхідно використовувати засоби особистого захисту (спеціальні рукавички, комбінезон, чоботи, окуляри та інші). Слід пам'ятати про необхідність зняття спецодягу щоразу перед посадкою в трактор, особливо якщо він забруднений.

Точність показань манометрів рекомендується перевіряти мінімум один раз на рік, переважно перед сезоном, що обприскує.

Місткість бака обприскувача. Перевірка обсягу бака може бути зайвою роботою. Однак, якщо обсяг бака точно невідомий, це може призвести до серйозних проблем. Передкалібрована перевірка бака повинна бути проведена мінімум один раз і дані перевірки повинні бути записані.

Оцінюючи норми виливу обприскувача застосування неточних значень обсягу бака є частою причиною перевищення чи заниження необхідних доз внесення пестицидів. Наприклад, якщо реальний об'єм бака 900 л, а його приймають за 1000 л, похибка калібрування вже буде 10%.

Існує кілька способів визначення ємності бака. Використання ємностей з певними обсягами. Шляхом точних витратомірів, а також методом зважування. Тобто. обприскувач зважують порожньою і заповненою водою, і по різниці ваги визначають істинний об'єм бака.

Питання для самоконтролю

1. Для чого проводять калібрування оприскувачів?
2. Як розраховується реальна швидкість агрегата (оприскувача)?
3. При яких умовах розпилювачі на штанзі підлягають заміні?
4. Які прилади та інструменти необхідно мати при калібруванні оприскувача?
5. Який найбільш точний спосіб калібрування?
6. Які основні характеристики електричного витратоміра?
7. Яких виробників техніки для обприскування ви знаєте?

Практична робота №2

Тема: Розрахунок експлуатаційно-технологічних показників сівалок

Мета: визначити основні експлуатаційно-технологічні показники сівалок.

ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

РЯДКОВІ СІВАЛКИ

Для обґрунтування вибору найкращої довжини робочої частини жолобків котушки та передаточного відношення передач від вала опорно-приводних коліс до вала висівних апаратів рядкової сівалки потрібно визначити об'єм насіння, що висівається за один оберт котушки.

При цьому сумарна довжина рядків на площі, що дорівнює 1 га, складатиме

$$l = \frac{10000}{a/100} = \frac{1000000}{a} \quad (2.1)$$

де a — ширина міжрядь, см.

Маса насіння, яке висівається на 1 погонний метр рядка за заданої норми висіву, може бути розрахована наступним чином:

$$m_1 = \frac{H}{l} = \frac{H \cdot a}{1000} \quad (2.2)$$

де H — норма висіву насіння, кг/га.

Маса насіння, яке висівається одним висівним апаратом при переміщенні сівалки за один оберт опорно-приводних коліс, визначається за формулою:

$$m_k = 2m_1 \pi R_k (1 + \delta) \quad (2.3)$$

де δ — коефіцієнт, що враховує проковзування опорно-приводних коліс сівалки по ґрунту та збільшення їх діаметра за рахунок налипання ґрунту (для δ значення варіюються від 0,04 до 0,1),

R_k — динамічний радіус кочення опорно-приводного колеса, м.

Для опорно-приводних коліс з пневматичними шипами, що використовуються на сільськогосподарських машинах, динамічний радіус R_k можна розрахувати за формулою:

$$R_k = 0.0122(D_0 + 2(1 - \lambda)h) \quad (2.4)$$

де D_0 — діаметр обода колеса, дюйм,

h — висота пневматичної шини (яка дорівнює її ширині), дюйм,

λ — коефіцієнт усадки пневматичної шини (для посівних машин $\lambda=0,05-0,08$).

Маса насіння, яке повинно бути висіяне за один оберт котушки висівного апарата, визначається так:

$$m_0 = \frac{m_k}{i} \quad (2.5)$$

де i — передаточне число системи передач від вала опорно-приводних коліс до вала висівних апаратів.

Об'єм насіння, що висівається за один оберт котушки висівного апарата, обчислюється за формулою:

$$V_0 = m_0 / \gamma \quad (2.6)$$

де γ — щільність насіння, г/см³.

Враховуючи рівняння (2.2), (2.3), (2.5), (2.6), можна записати:

$$V_0 = \frac{H \cdot a \cdot \pi \cdot R_k (1 + \delta)}{500 \cdot i \cdot \gamma} \quad (2.7)$$

Об'єм насіння, що висівається котушкою висівного апарата, може бути виражений як:

$$V_0 = V_{ж} + V_a \quad (2.8)$$

де $V_{ж}$ — об'єм насіння, що висівається жолобками котушки, см³,

V_a — об'єм насіння, що висівається за рахунок активного шару при обертанні котушки, см³.

Об'єм насіння, що висівається жолобками за один оберт котушки, визначається як:

$$V_{жс} = f_{жс} \cdot Z \cdot L \quad (2.9)$$

де $f_{ж}$ — площа поперечного перетину жолобка, см^2 ,

Z — кількість жолобків на котушці, шт.,

L — довжина робочої частини жолобків котушки, см .

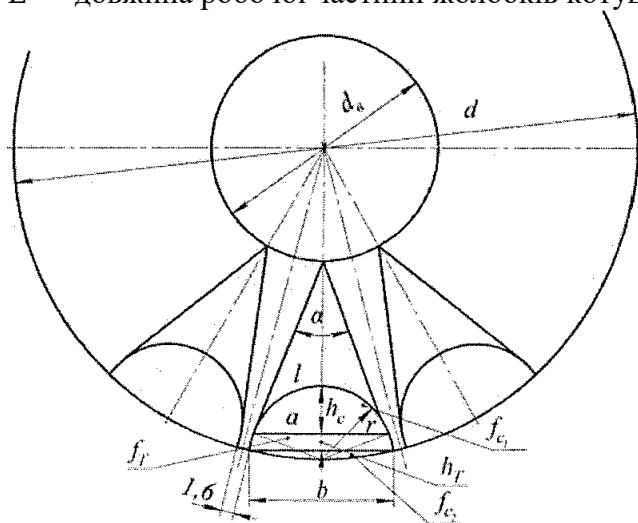


Рисунок 2.1 – Визначення площі поперечного перетину жолобка

Для визначення площі поперечного перетину жолобка (рис. 2.1) необхідно виконати наступні кроки:

Накреслення концентричних кіл:

У масштабі 5:1 або більшому необхідно накреслити два концентричних кола.

d — діаметр котушки, виміряний по перемичках між жолобками (де $d=50-51d = 50 - 51 \text{ мм}$).

d_v — діаметр внутрішнього допоміжного кола (де $d_v=18d_v = 18 \text{ мм}$).

Розподіл кіл радіусами:

Обидва кола розділяються на 22 рівні частини за допомогою радіусів.

Окреслення перемичок між жолобками:

На зовнішньому колі котушки через радіус відкладається симетрично ширина перемичок між жолобками, що становить 1,6 мм у масштабі.

З'єднання точок:

Краї перемичок з'єднуються тонкими прямими лініями поміж собою та з точками перехрещення радіусів, спрямованих по осі жолобків, з допоміжним колом.

Опускання перпендикулярів:

З точок перетину осьових радіусів із зовнішнім колом опускаються перпендикуляри на бокові сторони одержаних трикутників.

Округлення дна жолобка:

Приймаючи довжину перпендикуляра за радіус, округлюється дно жолобка дугою, що дотикається до обох бокових стінок.

З'єднання точок дуги:

Крайні точки дуги з'єднуються між собою тонкою лінією.

Обчислення площі поперечного перетину:

Площу поперечного перетину жолобка визначають як суму площ двох сегментів і трапеції, що розміщена між ними. Для розрахунків беруть розміри з креслення та ділять їх на прийнятий масштаб.

Площа сегменту буде рівна:

$$f_c = \frac{1}{2}(lr - a(r - h_c)) \quad (2.10)$$

де l – довжина дуги;

a – хорда (менша основа трапеції);

r – радіус кола;

h_c – стріла сегмента.

б) площа трапеції

$$f_T = \frac{(a+b)h_T}{2} \quad (2.11)$$

де a і b — основи трапеції;

h_T — її висота.

Активним шаром насіння називають частину насіння, що розташована за межами жолобків і рухається разом з котушкою завдяки силам зчеплення з її поверхнею. Швидкість руху насіння в цьому шарі змінюється від величини, рівної круговій швидкості V_K точок на зовнішній поверхні котушки, які контактують з насінням, до нуля (рис. 2.2).

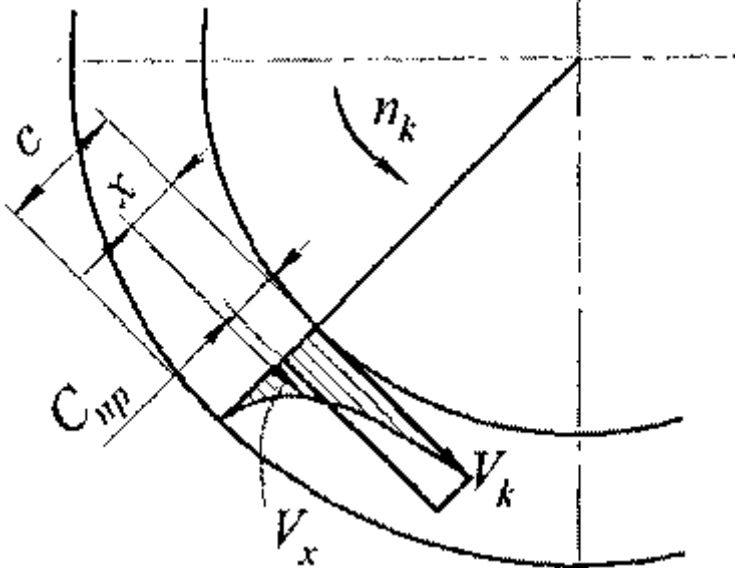


Рисунок 2.2 – Схема зміни швидкості руху насіння в активному шарі

Для спрощення в розрахунках використовують умовний приведений активний шар $S_{пр}$, через який за один оберт котушки проходить стільки ж насіння, як і через реальний активний шар. Однак в припущенні, що швидкість руху насіння по всій товщині цього умовного активного шару однакова і дорівнює V_k .

Емпірична формула для визначення товщини активного шару насіння:

$$C_{np} = b + \varepsilon L \quad (2.12)$$

де L — довжина робочої частини жолобків котушки, см;

b і ε — коефіцієнти, значення яких знайдено експериментально.

Для пшениці $b=0,17$ см, $\varepsilon=0,02$; для жита $b=0,15$ см, $\varepsilon=0,03$.

З урахуванням того, що товщина приведенного активного шару в багато разів менша за радіус котушки, об'єм насіння, що висівається за рахунок цього шару за один оберт котушки, можна визначити за формулою:

$$V_a = \pi \cdot d \cdot C_{np} \cdot L = \pi \cdot d \cdot b \cdot L + \pi \cdot d \cdot \varepsilon \cdot L^2 \quad (2.13)$$

Тоді V_0 набуде вигляду:

$$V_0 = (f_{жс} Z + \pi db) L + \pi \cdot d \cdot \varepsilon \cdot L^2 \quad (2.14)$$

Тоді i буде рівне:

$$i = \frac{H \cdot a \cdot \pi \cdot R_k (1 + \delta)}{500 \cdot \gamma ((f_{жс} Z + \pi db) L + \pi \cdot d \cdot \varepsilon \cdot L^2)} \quad (2.15)$$

Під час розрахунків у формулу (2.15) підставляють можливу максимальну робочу довжину жолобків котушки. Одержане передаточне число порівнюють з вказаним у технічній характеристиці машини (табл. 2.3). Потім вибирають найближче більше значення передаточного числа і використовують його для подальших розрахунків. Це дозволяє визначити попередньо необхідну довжину робочої частини жолобків котушки для забезпечення оптимальної роботи сівалки.

$$L = \frac{-f_{\text{жс}}Z - \pi db \sqrt{f_{\text{жс}}Z + \pi db^2 + \frac{H \cdot a \cdot \pi^2 \cdot R_k \cdot d \cdot \varepsilon (1 + \delta)}{125i\gamma}}}{2\pi \cdot d \cdot \varepsilon} \quad (2.16)$$

Визначення маси насіння для установки сівалки на норму висіву.

Маса насіння, яке має бути висіяне на один квадратний метр поля за заданої норми висіву, становитиме:

$$q = \frac{H}{10000} \quad (2.17)$$

де H — норма висіву насіння, кг/га.

Площа, що засівається сівалкою при переміщенні її вперед за z обертів колеса, дорівнюватиме:

$$F = 2zB\pi R_k(1 + \delta) \quad (2.18)$$

де B — ширина захвату сівалки, м.

Масу насіння (m , кг), яке має бути висіяне за z обертів колеса, розраховують за формулою:

$$Q = qF = \frac{2zB\pi R_k(1 + \delta)H}{10000} \quad (2.19)$$

Перевірка правильності установки сівалки на норму висіву в польових умовах полягає в тому, щоб під час руху агрегату підняти один сошник так, щоб насіння, що висівається, на довжині рядка 21-2,5 м падало на поверхню поля. Потім у середній частині ділянки рядка підраховують кількість фактично висіяного насіння і порівнюють з розрахованим значенням.

Розрахунок кількості насіння можна здійснити так:

$$m_1 = Ha / 1000 \quad (2.20)$$

Поділивши масу насіння на масу одного зерна, знайдемо кількість насінин, що висівається на 1 пог. м рядка за заданої норми висіву.

Тепер, підставивши це значення маси одного зерна в розрахунок для кількості насінин, можна визначити точну кількість насіння, що висівається на 1 погонний метр рядка.

Цей метод дозволяє перевірити точність висіву насіння і порівняти фактичний висів із запланованим, що важливо для налаштування сівалки.

$$\mu = Na / \delta \quad (2.21)$$

Сівалки точного висіву

Визначення загального передаточного числа системи передач від опорно-приводних коліс сівалки до вала диска висівного апарата є важливим етапом при розрахунках для сівалок точного висіву. Сівалки точного висіву застосовуються для висіву просапних культур пунктирним способом. Розрахунки здійснюються за тими самими формулами, що й для сівалок, обладнаних механічними та пневматичними висівними апаратами.

Визначення відстані між насінинами

У разі висіву пунктирним способом насінини повинні бути розташовані на відстані l_n одна від одної. Ця відстань вимірюється за допомогою перекочування обода приводного колеса сівалки, що рухається по полю. Формула для визначення цієї відстані виглядає так:

$$l_n = R_k \alpha (1 + \delta) \quad (2.22)$$

де α – кут повороту за відрізок часу, що перебігає після висіву між першою насіниною і другою;

R_k – динамічний радіус кочення приводного колеса.

Із рівняння (2.22) маємо, що

$$\alpha = \frac{l_n}{R_k (1 + \delta)} \quad (2.23)$$

За час переміщення сівалки на відстань l_n диск висівного апарата повертається на центральний кут

$$\beta = 2\pi / z \quad (2.24)$$

де z – кількість комірок або отворів у диску.

Загальне передаточне число системи передач від вала опорно-приводного колеса до вала диска висівного апарату дорівнює

$$i = \beta / \alpha = \frac{2\pi R_k (1 + \delta)}{l_n z} \quad (2.25)$$

Визначення максимально допустимої швидкості руху сівалки базується на обмеженнях для колової швидкості переміщення комірок (отворів) диска висівного апарата, яка не повинна перевищувати $V_d = 0,3 - 0,35$ м/с.

$$\omega_d = \frac{V_d}{r_d} \quad (2.26)$$

де V_d — колова швидкість переміщення комірок (м/с),
 ω_d — кутова швидкість диска (рад/с),
 r_d — радіус диска висівного апарата.

Так як $V_m = \omega_k (1 + \delta)$, то

$$\omega_k = \frac{V_m}{R_k (1 + \delta)} \quad (2.27)$$

де V_m — швидкість поступального руху машини, м/с;
 ω_k — кутова швидкість колеса, c^{-1} .

Передаточне число системи передач від вала опорно-приводних коліс до диска висівного апарату дорівнює

$$i = \omega_d / \omega_k = \frac{V_d R_k (1 + \delta)}{V_m r_d} \quad (2.28)$$

$$l_n = \frac{1000000}{an} \quad (2.29)$$

де a — ширина міжрядь, см;

n — кількість насіння, шт./га.

Підставивши отримані значення в рівняння, одержимо

$$V_{\max} = \frac{500000 z V_d}{r_d \pi a n} \quad (2.30)$$

Для виконання роботи з розрахунків по рядкових сівалках, потрібно використовувати вихідні дані та інформаційно-довідкові матеріали. Ось загальний порядок виконання роботи:

Використовуючи вихідні дані (табл. 2.1, 2.2) та інформаційно-довідкові матеріали (табл. 2.3), визначають графічно площу поперечного перетину жолобка котушки та проводять розрахунок основних експлуатаційно-технологічних показників, на основі яких проводять підготовку сівалки до роботи.

Таблиця 2.1

Вихідні дані для виконання розрахунків по рядкових сівалках

Варіант	Марка сівалки	Культура	Н, кг/га	γ , г/см ³	σ , г/1000 шт.
1	СЗ-3,6	пшениця	180	0,79	38
2	СЗП-3,6	пшениця	200	0,80	42
3	СЗС-2,1	пшениця	220	0,82	46
4	СЗУ-3,6	пшениця	250	0,83	48
5	СЗ-3,6	жито	130	0,65	36
6	СЗП-3,6	жито	150	0,68	38
7	СЗС-2,1	жито	180	0,70	40
8	СЗУ-3,6	жито	200	0,73	40
9	СЗА-3,6	жито	170	0,79	50

Таблиця 2.2

Дані до розрахунків по сівалках точного висіву

Варіант	Марка сівалки	Культура		п, шт./га
1	СУПН-6	кукурудза	0,5	29000
2	СУПН-8	кукурудза	0,3	45000
3	СУПН-8	соляшник	0,2	70000
4	СКПП-12	кукурудза	0,4	35000
5	СКПП-12	соляшник	0,1	144000

6	ССТ-12	буряк	0,1	222200
7	ССТ-12	буряк	0,07	311100
8	ССТ-18	буряк	0,05	444400
9	ССТ-18	буряк	0,02	1111000

Таблиця 2.3

Основні параметри систем передач рядкових сівалок
та сівалок точного висіву

Марка сі- валки	Розмір опо- рно-привод- них коліс, дюйм	Діаметр робочих елемен- тів, мм	Кількість жо- лобків, комі- рок або отво- рів висівного апарата, шт.	Передаточні числа сис- теми передач
СЗ-3,6 крім СЗП- 3,6	9,5-32	50	12	0,198 0,428 0,616 1,33
СЗП-3,6	Діаметр при- водного ко- тка 550 мм	50	12	те саме
СЗС-2,1	Діаметр при- водного ко- тка 550 мм	50	12	0,291 0,368 0,583
СУПН-8	5,0-10,0	120	14·22	0,208 0,499 0,236 0,572 0,285 0,633 0,330 0,661 0,366 0,729 0,412 0,747 0,452
ССТ-12	5,0-10,0	220	70·3=210	те саме

Для виконання розрахунків по рядкових сівалках та оптимізації процесу висіву необхідно дотримуватися чіткої послідовності дій, щоб досягти найкращих результатів.

Графічне визначення площі поперечного перетину жолобка:

Використовуючи креслення або графічні методи для точного визначення площі поперечного перетину жолобка котушки. Цей етап важливий для подальших розрахунків.

Обчислення оптимального значення передаточного числа:

Для цього використовують рівняння для передаточного числа системи передач від вала опорно-приводних коліс до вала висівного апарата рядкової сівалки (формула 2.15).

Визначення фактичного передаточного числа:

Потрібно врахувати параметри системи передач, які є на сівалці, використовуючи дані з таблиці 2.3 для коригування теоретичного значення передаточного числа.

Обчислення необхідної довжини робочої частини жолобків котушки:

Використовуючи формулу (2.16) для розрахунку оптимальної довжини робочої частини жолобків котушки, що допомагає знизити нерівномірність висіву насіння.

Розрахунок маси насіння для установки сівалки на задану норму висіву:

Застосовують залежність (2.18) для визначення маси насіння, яке має бути висіяне, що дозволяє налаштувати сівалку на правильну норму висіву.

Встановлення кількості зерен, що мають бути висіяні на 1 пог. м рядка:

За формулою (2.21) обчислюють кількість зерен, що повинні бути висіяні на 1 погонний метр рядка для заданої норми висіву.

Визначення передаточного числа для сівалки точного висіву:

Розраховують передаточне число системи передач для сівалки точного висіву, використовуючи параметри, зазначені в таблиці 2.3.

Обчислення максимально допустимої швидкості руху сівалки:

Використовуючи залежність (2.12) для визначення максимально допустимої швидкості руху сівалки за заданої норми висіву насіння. Цей етап критичний для запобігання перевищенню допустимих значень швидкості та збереження оптимальної ефективності роботи сівалки.

Практична робота №3

Тема: Аналіз технологічного процесу та розрахунків параметрів сегментно-пальцевого різального апарату

Мета: опанувати теоретичні засади визначення оптимальних параметрів сегментно-пальцевих різальних апаратів, а також виконати аналітичні та графічні розрахунки для визначення їхніх оптимальних геометричних і кінематичних режимів роботи.

Загальні теоретичні положення

Різальні апарати призначені для скошування рослинної маси, а подрібнювальні – для розрізання її на частини. Вони використовуються в косарках для трав, жатках зернозбиральних і кормозбиральних комбайнів, кукурудзозбиральних машинах та косарках-подрібнювачах.

Механізми приводу ножа

Ножі збиральних машин приводяться в рух кривошипно-повзунними механізмами, механізмами коливальної шайби (МКШ), планетарними механізмами чи гідродвигунами.

Кривошипно-повзунний механізм (рис. 6.1,а) виконують дезаксіальним, зміщуючи вісь кривошипа вище від лінії ножа на відстань h , яку беруть рівною $h=(2-3)r$ або $h=(7-8)r$, де r – радіус кривошипа. Це запобігає намотуванню стерні.

Через деформації елементів і зазори шарніри відходять назад, що спричиняє зміщення площин руху ножа і кривошипа та додаткові зусилля. Щоб уникнути цього, пальцевий брус попередньо зміщують уперед. Збільшення дезаксіалу h підвищує тертя, тому шатун має бути довжиною $l=(15-25)r$. Кривошипно-повзунні механізми широко використовують у косарках КС-2,1.

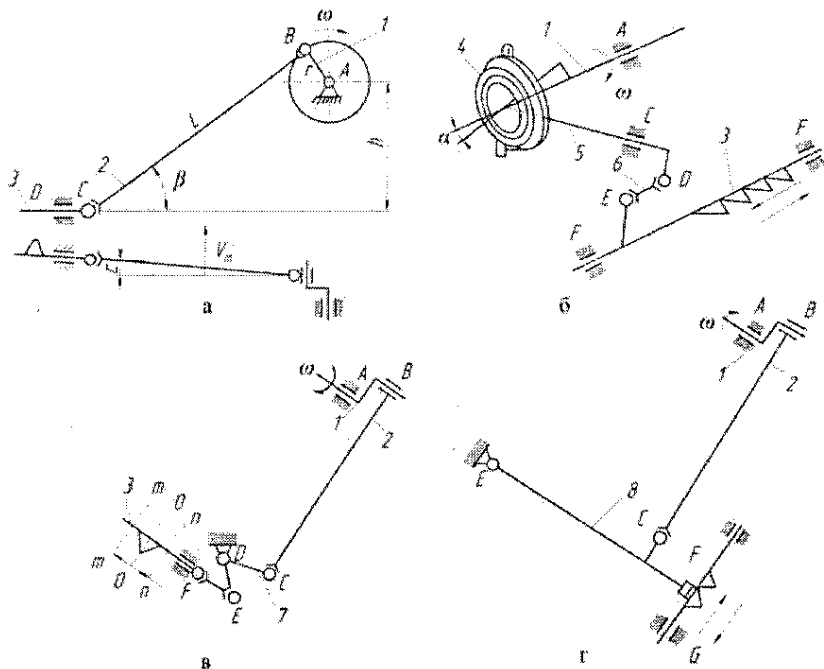


Рисунок 3.1 – Схеми механізмів приводу ножа: а – кривошипно-повзунний; б – коливальної шайби; в – кривошипно-повзунний з коромислом; г – кривошипно-повзунний з водилом; 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ніж; 4 – коливальна шайба; 5 – вилка; 6 – з'єднувальна ланка; 7 – коромисло; 8 – водило.

Механізм коливальної шайби (рис. 3.1,б):

Шайба 4, закріплена на підшипниках кривошипа 1, розташована під кутом α до осі ланки 6. Вона з'єднана через підшипники з вилкою 5, а вилка – із з'єднувальною ланкою 6, яка шарнірно передає зворотно-поступальний рух ножу через головку. При рівномірному обертанні кривошипа шайба здійснює коливання, проворачуючи вилку, яка приводить у рух з'єднувальну ланку. Такий компактний механізм,

придатний для винесення зони зрізу, використовують у валкових жатках, а також жатках комбайнів "Нива-Ефект", "Дон", "Славутич".

Кривошипно-повзунний механізм з коромислом (рис. 3.1,в):

Застосовується у валкових жатках (ЖВН-6Б) і жатках зернозбиральних комбайнів ("Нива", "Єнісей"). Коромисло 7 виконує подвійне завдання: приводить ніж у зворотньо-поступальний рух і притискає його головку до напрямних пластин. Рівень тиску залежить від положення осі шарніра D. Щоб мінімізувати силу дії на ніж при відхиленнях, забезпечують, щоб ніж і з'єднувальна ланка EF знаходилися на одній лінії, коли вісь симетрії сегмента розташована між осьовими лініями пальців.

Кривошипно-повзунний механізм з водилом (рис. 3.1,г):

Цей механізм використовується в жатках для бобових культур. Він передає рух ножу через центральну частину, а водило 8 та інші ланки розміщуються між гілками конвеєра, що запобігає намотуванню стебел чи стерні.

Геометричні та кінематичні параметри:

Максимальні швидкості й прискорення ножів у центральному (аксіальному) і зміщеному (дезаксіальному) механізмах при $l=(15-25)г$ для різних приводів відрізняються на 5-10 %. З урахуванням незначності цих відмінностей, технологічні та енергетичні параметри різальних апаратів можна розраховувати для аксіального механізму.

Кінематичні характеристики ножа

Розглядаються переміщення x , швидкість v_n і прискорення j_n для аксіального механізму, де кривошип АВ радіусом r обертається з кутовою швидкістю ω за годинниковою стрілкою (рис. 3.2).

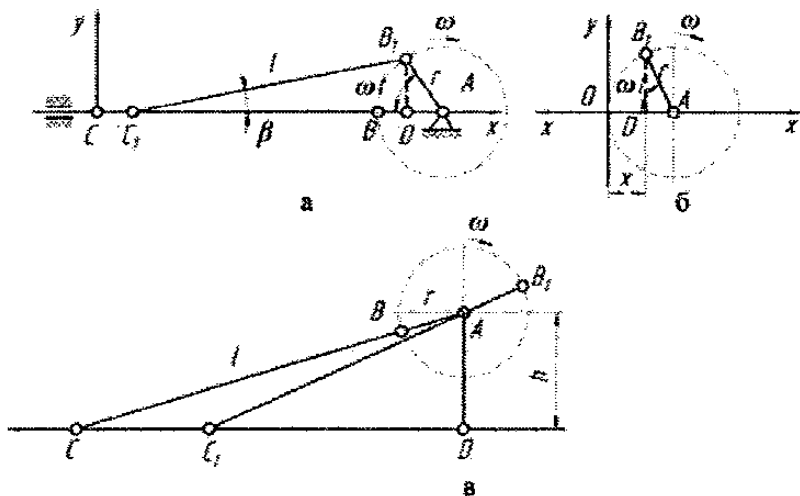


Рисунок 6.2 – Схема до визначення переміщення ножа: а, б – з аксіальним кривошипно-повзунним механізмом його приводу; в – дезаксіальним

Обираємо систему координат xOy . Якщо кривошип і шатун BC довжиною l розташовуються на одній прямій вздовж осі x , то кут повороту кривошипа дорівнює нулю ($\omega t = \theta t = 0$), і ніж знаходиться в крайньому лівому положенні (точка CC). Після повороту кривошипа на кут ωt за певний час t , шатун займає нове положення B_1C_1 .

Переміщення ножа $x = AC - AC_1$

Як видно із рис. 3.2, $B_1D = r \sin \omega t - l \sin \beta$. Тоді $\sin \beta = (r/l) \sin \omega t$; $\cos \beta = [1 - (r/l) \sin^2 \omega t]^{1/2}$. Якщо $r/l = 0,1 - 0,04$, то $\cos \beta = 0,996 - 0,999$.

Прийнявши з достатньою точністю $\cos \beta = 1$, отримаємо, що

$$x = r(1 - \cos \omega t) \quad (3.1)$$

Залежність (3.1) є рівнянням правильного гармонічного коливання. Зі схеми (рис. 3.2,б) бачимо, що таке саме рівняння має проекція точки B_1 пальця кривошипа на вісь x з початком у точці O . Швидкість ножа. З диференціювавши

рівняння (3.1) за t , отримаємо залежність зміни швидкості ножа у відносному переміщенні від кута повороту кривошипа

$$\frac{dx}{dt} = x = u_H = \omega t \sin \omega t \quad (3.2)$$

Прискорення ножа. Диференціюючи рівняння (3.2) за часом t , отримаємо залежність прискорення при відносному переміщенні від кута повороту кривошипа:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = J_H = \omega^2 r \cos \omega t \quad (3.3)$$

Хід ножа. При повороті кривошипа на кут $\omega t = \pi$ (рис. 3.2, а) переміщення ножа з аксіальним кривошипно-повзуним механізмом становить $x = 2rx = 2r$. Це переміщення називають ходом ножа $S = 2r$.

У дезаксіальному механізмі (рис. 3.2, в) ніж знаходиться в крайньому лівому положенні, коли шатун ВС і кривошип АВ лежать на одній прямій, а в крайньому правому положенні (точка C_1) – коли вони утворюють лінію AB_1C_1 .

Хід ножа визначається як $S = DC - DC_1$.

При $l = 25r$ та $h = 7r$, отримуємо $S = 2r - 1.075r$, тобто хід ножа на 7,5% перевищує подвоєний радіус кривошипа.

Це слід враховувати при centruванні ножа. Для апарата нормального різання, якщо радіус кривошипа $r = 38.1$ мм, збіг осевих ліній сегментів і пальців можливий лише в одному з крайніх положень ножа.

Для дезаксіального механізму характерно, що час прямого ходу ножа менший за час зворотного, через що середні швидкості ножа на прямому і зворотному ході будуть різними.

Для забезпечення стабільності пальцевого бруса у вертикальній площині необхідно, щоб вал кривошипа дезаксіального механізму обертався проти годинникової стрілки, якщо пальцевий брус розташований зліва, і за годиннико-

вою стрілкою – якщо справа. Це створює максимальне нормальне зусилля, яке притискає пальцевий брус до ґрунту, забезпечуючи стабільний хід ножа.

У машинах для скошування стебел використовують різальні апарати з ходом ножа меншим або більшим за крок пальців і сегментів (з недобігом чи перебігом). За результатами експериментів для апаратів із високою частотою обертання кривошипа доцільно передбачати недобіг ножа, а для меншої частоти – перебіг.

На рис. 3.3 зображено графіки кінематичних характеристик ножа залежно від кута повороту кривошипа. Максимальна швидкість ножа досягається в середньому положенні, а максимальне прискорення – у крайніх положеннях.

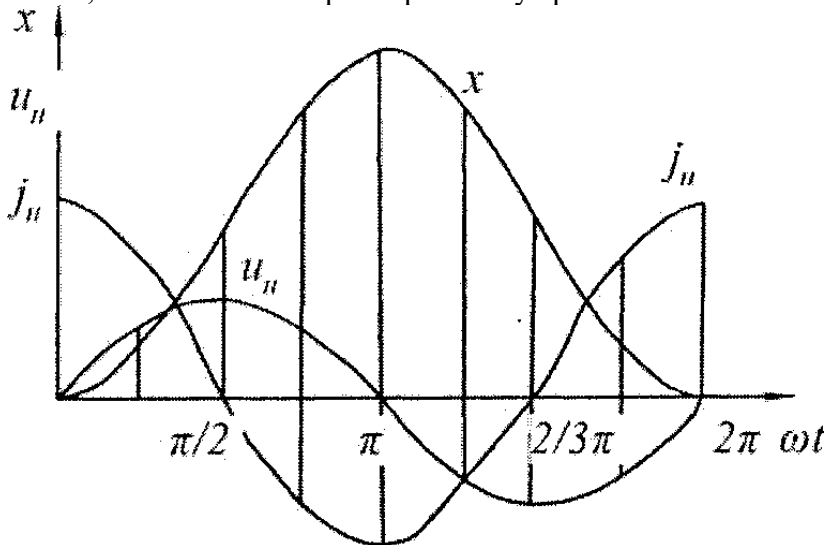


Рисунок 3.3 – Графік переміщення (x), швидкості (u_n) і прискорення (j_n) ножа залежно від кута повороту кривошипа

Аналіз кінематичних режимів ножа спрощується, якщо виражати швидкість і прискорення залежно від переміщення x .

Рівняння еліпса, при виключенні із (3.2) та (3.3) кута повороту отримаємо:

$$\left(\frac{r-x^2}{r}\right)^2 + \left(\frac{U_H}{r\omega}\right)^2 = 1 \quad (3.4)$$

Розв'язуючи разом рівняння (3.4) і (3.3), дістанемо рівняння прямої

$$j = \omega^2 r - \omega^2 x \quad (3.5)$$

Якщо графік швидкості побудувати при $\omega=1$, отримаємо рівняння кола (у системі координат u_H, x)

$$(r - x)^2 + U_H^2 = r^2 \quad (3.6)$$

Графік швидкості сегмента залежно від переміщення ножа при $\omega=1$ зображено на рис. 3.4. Так, для положення x_1 швидкість сегмента дорівнює $u_1=A_1D_1\omega$, а для x_2 – $u_2=A_2D_2\omega$. Швидкість ножа залежно від його переміщення можна визначити й іншим способом.

З рис. 3.2,б видно, що ордината точки B_1 дорівнює:

$$y = r \sin \omega t \quad (3.7)$$

Тоді матимемо:

$$U_H = \omega y \quad (3.8)$$

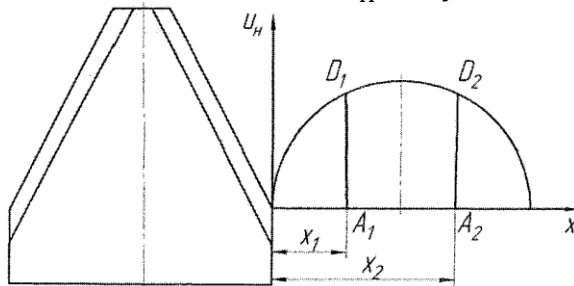


Рисунок 3.4 – Графік швидкості сегмента ножа залежно від його переміщення

Оскільки точка B_1 кривошипа описує коло, то її швидкість або швидкість ножа визначають графічно як добуток ординати точки кола на ω .

Розглянемо це на прикладі (рис. 3.5). Від вибраної точки B на сегменті відкладемо відрізок BO , який дорівнює

радіусу кривошипа r , а із точки O радіусом r проведемо півколо (3.7) і (3.8). Початок різання стебла відповідає такому положенню робочої частини сегмента, за якого точка B сегмента стикається з точкою B_1 протирізальної частини.

Швидкість ножа u_{nc} початку різання дорівнюватиме добутку ординати y_c (B_1C) на масштаб ω , тобто

$$u_{nc} = B_1C\omega \quad (3.9)$$

Кінець різання відповідає положенню A_1B_2 сегмента, коли точка A сегмента контактує з кромкою протирізальної пластини. Швидкість кінця різання визначається швидкістю руху точки A у момент її зіткнення з протирізальною пластинною.

$$u_{nk} = y_k\omega = B_2K\omega \quad (3.10)$$

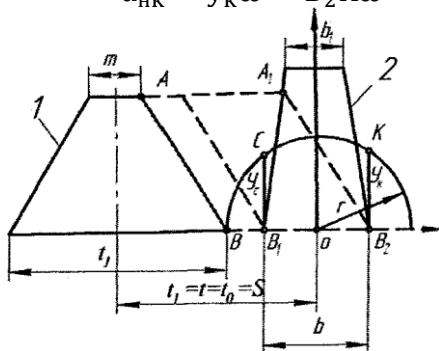


Рисунок 3.5 ілюструє схему для визначення швидкостей початку та кінця різання в апараті нормального різання з одинарним ходом ножа:

- 1 – різальна частина сегмента;
- 2 – протирізальна пластинка (вкладиш).

Графік $СК$ відображає швидкість будь-якої точки сегмента, розташованої між точками A і B різальної кромки. Враховуючи максимальну швидкість ножа $u_{n\max} = \omega r$, наприклад, 3 м/с^3 , яка відповідає радіусу кривошипа $r=38 \text{ мм}$, визначають кількість швидкості в одному міліметрі, тобто $3/38$.

Отримане значення множать на ординати u_c , u_k (або проміжні ординати), щоб визначити числові значення швидкостей.

З рисунка 3.5 видно, що різання стеблової маси здійснюється зі змінною швидкістю. Швидкість різання залежить також від розташування сегментів у крайніх положеннях ножа відносно протирізальних пластин.

Якщо осі симетрії сегментів і пальців у крайніх положеннях ножа збігаються (аксіальний механізм приводу) або зміщені на однакову відстань (деаксіальний механізм), то різальний апарат називають відцентрованим. Якщо ж осі симетрії сегмента і пальця в одному крайньому положенні зміщені більше, ніж в іншому, то апарат є невідцентрованим (зміщеним). У разі зміщення ножа швидкість початку та кінця різання зменшується, особливо в апаратах для низького різання та з некратним ходом ножа.

Траєкторія абсолютного руху точок сегмента ножа. Ніж різального апарата здійснює гармонічний коливальний рух у відносному переміщенні та поступальний рух у переносному.

За час повороту кривошипа на кут $\omega t = \pi$, сегмент із крайнього лівого положення переходить у крайнє праве, а машина зміщується в напрямку осі у на відстань L яка називається подачею (рис. 3.6).

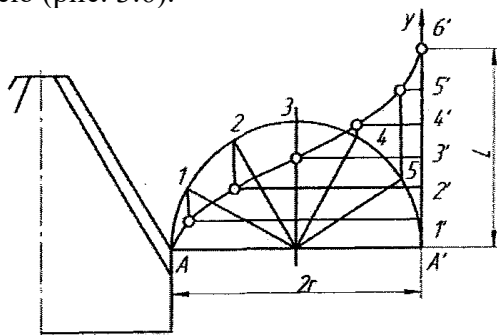


Рисунок 3.6 – Траєкторія абсолютного руху точки різальної кромки сегмента

$$L = V_M t = V_M \frac{\pi}{\omega} \quad (3.11)$$

де V_M — швидкість машини, м/с.

Використовуючи залежності (3.1) і $y = V_M \cdot t_y$, можна побудувати траєкторію абсолютного руху будь-якої точки сегмента, задавши певні проміжки кута повороту кривошипа, наприклад, $\omega t = \pi/6$. Зручніше це зробити графічно. Для цього півкола кривошипа радіусом r і подачу b (рис. 3.6) поділяють на однакову кількість частин, наприклад, на шість. Точки перетину вертикалей, проведених через точки поділу півкола (1, 2 тощо), і горизонталей, проведених через точки поділу подачі (1', 2' тощо), визначають траєкторію абсолютного руху точки А сегмента. Інші точки сегмента здійснюватимуть рух за подібними траєкторіями.

Відхилення стебел та висота стерні.

Під час роботи сегментно-пальцевого різального апарата частина стебел зрізається без відхилення (рис. 3.7, а), а решта — із відхиленням від початкового положення (рис. 3.7, б). У першому випадку висота стерні H дорівнює висоті h встановлення ножа над рівнем поля. У другому випадку висота стерні визначається як гіпотенуза прямокутного трикутника.

Воно буде рівне:

$$H = \sqrt{h^2 - q_n^2} \quad (3.12)$$

де q_n — поперечне відхилення.

Відхилення стебел, а отже, й висота стерні залежать як від конструктивних особливостей різального апарата, так і від режиму його роботи. Таким чином, для цього різального апарата характерно те, що під час його роботи висота стерні буде нерівномірною й зазвичай перевищуватиме висоту встановлення ножа над рівнем поля. Це призводить до втрат урожаю. Наприклад, збільшення висоти стерні на 10 мм під

час скошування трав викликає недобір урожаю в межах 9–10 %.

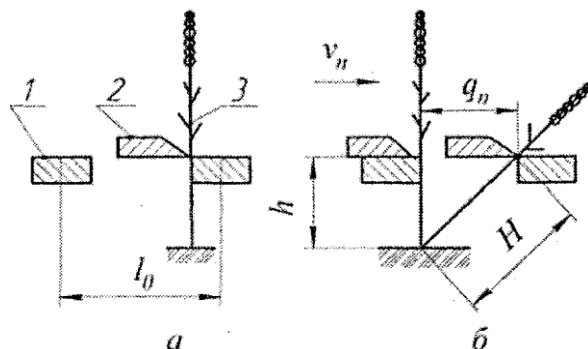


Рисунок 3.7 – Схема визначення висоти стерні: а – без відхилення стебла; б – з відхиленням стебла; 1 – протиризальна пластина; 2 – ніж; 3 – стебло

Для аналізу характеру відхилення стебел розглянемо переміщення сегмента ножа різального апарату нормального різання та його дію на стебла, розташовані в один ряд біля лівої протиризальної кромки правого вкладиша (рис. 3.8) із середньою шириною l .

Визначимо подачу L за залежністю (3.11). Знаючи значення кроку пальців t_0 , радіус кривошипа r та параметри робочої частини сегмента, побудуємо чотири положення сегмента (0–I–II–III) і траєкторії абсолютного руху точок різальної кромки сегмента (рис. 3.8,а). Позначимо точки перетину траєкторій із лівою кромкою правого вкладиша: a, b, c, d . Проведемо лінію AB , яка позначає рівень поля, та спроекуємо на неї ці точки (a', b', c', d').

На ділянці ab стебла не відхиляються, тому висота стерні HH дорівнює висоті h установки ножа над рівнем поля.

На ділянці bc стебла відхиляються іншою кромкою сегмента та зрізаються нею біля правої кромки лівого вкладиша. Таке відхилення називається поперечним.

Поперечне відхилення q_1 визначається як гіпотенуза прямокутного трикутника з катетом t_0-l і кутом θ .

У цих залежностях θ — кут між дотичною до середньої точки абсолютної траєкторії сегмента та напрямком відносного руху ножа.

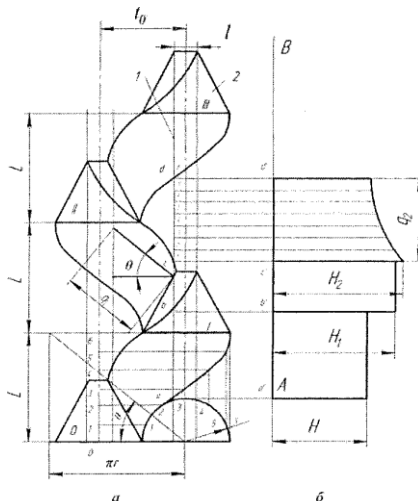


Рисунок 3.8 – Траєкторії абсолютного руху точок різальної кромки сегмента за півтора оберта кривошипа (а) і графік зміни висоти стерні (б): 1 – ліва кромка вкладиша; 2 – робоча частина сегмента; 0–І–ІІ–ІІІ – положення сегмента

$$\text{Тангенс кута } \theta \text{ буде рівний: } \operatorname{tg} \theta = \frac{L}{\pi r \sin \omega t}$$

Значення кута θ буде мінімальним, коли $\omega e = \pi^2$, тобто $\tan \theta = L/\pi r$.

На ділянці cd стебла відхиляються пальцевим брусом (поздовжнє відхилення) і зрізаються в точці d . У цьому випадку поздовжнє відхилення для кожного стебла буде різним, що спричиняє змінність висоти стерні. Так, для стебла, яке знаходиться в точці 1, поздовжнє відхилення q_2 визначається відрізком, що дорівнює відстані від точки 1 до точки 8, а для стебла в точці 2 — відрізком від точки 2 до точки 8,

і так далі. Висота стерні H_2 для точки 1 буде обчислюватися як

$$H_2 = h_2 + q_2$$

де h — висота встановлення ножа, а q_2 — поздовжнє відхилення.

Як видно з рис. 3.8, зі збільшенням кроку пальців і подачі поперечне відхилення стебел, а отже і висота стерні, збільшуються. Поздовжнє відхилення залежить переважно від подачі. Крім того, теоретичні та експериментальні дослідження показують, що за різних подач можуть виникати ділянки подвійного пробігу різальних кромek сегмента, що призводить до втрат урожаю через повторне перерізання вже зрізаних стебел.

Зважаючи на те, що відхилення стебел збільшує середню висоту стерні, висоту h установаження ножа над рівнем поля обирають меншою, ніж висоту H стерні, яка визначена агротехнічними вимогами, тобто

$h = \eta H$, де η — коефіцієнт пропорційності. Для косарок η варіюється від 0,55 до 0,90: більші значення відповідають швидкості руху косарки в межах 4–6 км/год, менші — 9–12 км/год.

Затиснення стебел різальною парою. На стебло tt (рис. 6.9), яке затискається різальними кромками сегмента та вкладиша, діють нормальні реакції N_1 і N_2 , а також сили тертя F_1 і F_2 , які обчислюються за формулами:

$$F_1 = N_1 \tan \phi_1, \quad F_2 = N_2 \tan \phi_2,$$

де ϕ_1 і ϕ_2 — кути тертя стебла по поверхні різальної кромки сегмента і вкладиша відповідно.

Умови рівноваги стебла в прямокутній системі координат будуть мати вигляд:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= N_1 \cos \gamma - F_1 \sin \gamma = 0, \\ \sum F_y &= N_2 \sin \gamma - F_2 \cos \gamma = 0. \end{aligned} \quad (3.13)$$

Стебло не виштовхуватиметься із розхилу різальної пари, якщо виконано нерівність:

$$F_2 \geq N_1 \sin \gamma - F_1 \cos \gamma. \quad (3.14)$$

Підставивши значення P_1 і P_2 із попередніх рівнянь та використавши друге рівняння (3.13), отримаємо:

$$\tan \gamma \leq \tan(\varphi_1 + \varphi_2). \quad (3.15)$$

Оскільки $\gamma = \alpha + \beta$ — кути нахилу кромок сегмента і вкладиша до осей їх симетрії, отримаємо умову для не виштовхування стебла з розхилу різальної пари:

$$\alpha + \beta \leq \varphi_1 + \varphi_2. \quad (3.16)$$

Залежно від вологості рослин і гостроти кромок сума кутів тертя для пшениці та жита становить $20\text{--}35^\circ$, а для трав — $25\text{--}60^\circ$. Для сегментів з насічками значення цих кутів збільшуються на $30\text{--}50\%$. Кут розхилу в різальній парі для валкових жаток приймається в межах $30\text{--}45^\circ$, для жаток зернозбиральних комбайнів — 30° , для косарок — 36° , для жаток кормозбиральних комбайнів — 45° .

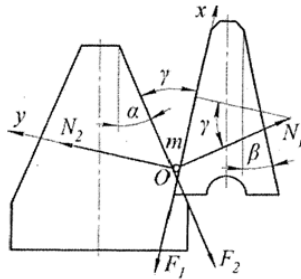


Рисунок 3.9 – Схема визначення умов затиснення стебла різальною парою

Площі подачі й навантаження на сегмент. Площа подачі визначає площу поля, на якому стебла зрізуються одним сегментом за один хід ножа. Для різних типів апаратів площа подачі розраховується таким чином:

1. Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа:

$$f_{\Pi} = LS = Lt_0 = Lt \quad (3.17)$$

де L — подача, S — хід ножа, t_0 — крок пальців, t — крок сегментів.

2. Для апарата низького різання:

$$f_{\Pi}=LS=2Lt_0=Lt_{f\Pi} = LS = 2Lt_0 = Lt$$

3. Для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа:

$$f_{\Pi}=LS=2Lt_0=2Lt$$

Площа навантаження

Площа навантаження визначає площу поля, з якого сегмент зрізає стебла за один хід ножа біля одного пальця. Ця площа f_N пов'язана з площею подачі f_p залежністю:

$$f_N=kf_p=kLS, \quad (3.18)$$

де k — коефіцієнт, що враховує тип апарата.

Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа:

$$f_N=LS, \text{ тобто } k=1.$$

Для апарата низького різання біля крайнього пальця:

$$f_N=0.68LS, \text{ тобто } k=0.68.$$

Для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа біля середнього пальця:

$$f_N=0.32LS, \text{ тобто } k=0.32.$$

З цих даних видно, що максимальне навантаження мають апарати нормального різання з одинарним ходом ножа, а мінімальне — з подвійним.

Вплив на кількість зрізаних стебел

Кількість стебел, що зрізуються сегментом, пропорційна площі навантаження. Тому апарат нормального різання з одинарним ходом ножа зрізає одночасно більше стебел, ніж інші типи апаратів. Кількість зрізаних стебел впливає на сили опору різанню і потужність, необхідну для роботи апарата.

Зусилля, що діють на ніж

Зусилля T , необхідне для приведення ножа в рух, розраховується за формулою:

$$T=R_p+R_j+F, \quad (3.18)$$

де R_p — середнє значення зусилля опору різанню,

R_j — зусилля інерції ножа,

F — зусилля тертя ножа у пальцьовому брусі.

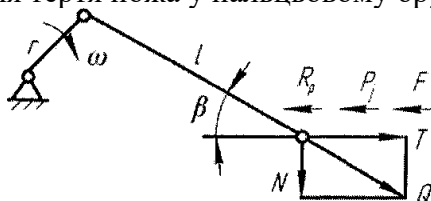


Рисунок 3.10 — Схема сил, що діють на ніж
Зусилля тертя F , що діє на ніж, складається з двох компонентів:

$$F = F_1 + F_2$$

Точні значення цих сил залежать від конструктивних особливостей апарата, маси ножа, характеристик шатуна та умов роботи.

де $F_1 = fG$; $F_2 = f \cdot N$,

f — коефіцієнт тертя, що дорівнює 0,26-0,30;

G — сила ваги ножа (для косарок і жаток становить 20 – 22 Н на 1 м довжини ножа);

$N = T \operatorname{tg} \beta$ (рис. 5.10). Підставивши значення T із залежності (3.18), отримаємо

$$F_2 = \frac{(R_p + P_j + fG) \operatorname{tg} \beta f}{1 - f \operatorname{tg} \beta} \quad (6.19)$$

В інженерних розрахунках зусилля опору ножа на різання і тертя $R_{p.m}$ можна визначити за залежністю

$$R_{p.t.} = R_p + F = BQ_n$$

де B — ширина захвату жатки (косарки);

Q_n — питомий опір на різання і тертя; $Q_n = 750$ Н/м.

Сила інерції P_j пропорційна масі m ножа і прискоренню

$$P_j = m\omega^2 r = \frac{G}{g} \omega^2 r$$

де ω — кутова швидкість кривошипа;

r — радіус кривошипа;

g – прискорення вільного падіння.

Потужність на привод ножа. Потужність, що потрібна для подолання зусилля опору ножа, визначають за залежністю $N = T_{\text{и}} \cdot v$,

де T – зусилля опору ножа переміщенню; v – швидкість ножа.

За гострих (30-45 мкм) різальних кромek сегмента потужності на приведення ножа в рух витрачається на 25–50 % менше, ніж у разі тупих (100-130 мкм).

Потужність, яка потрібна для роботи косарки, у 2-3 рази більша від потужності на приведення в дію різального апарата і становить 1,4-2,1 кВт на 1 м ширини захвату.

Потужність, необхідна для переміщення пальцевого бруса косарки, визначається за формулою:

$$N_{\text{п}} = F_{\text{п}} \cdot V_{\text{м}} \quad (3.20)$$

де $F_{\text{п}}$ — зусилля опору переміщенню пальцевого бруса по стерні, а $V_{\text{м}}$ — швидкість руху машини.

Зусилля $F_{\text{п}}$ обчислюється за формулою:

$$F_{\text{п}} = f \cdot (Q_1 + Q_2) + B \cdot T_{\text{п}}$$

де $f=0,3-0,5$ - коефіцієнт тертя пальцевого бруса по ґрунту;

$Q_1=250-350$ Н і $Q_2=80-150$ Н — зусилля тиску внутрішнього та зовнішнього башмака на ґрунт відповідно;

B — ширина захвату косарки, м;

$T_{\text{п}}=80-100$ Н/м — питомий опір проникненню різального апарата у смугу стеблостою.

Таблиця 3.1

Вихідні дані до розрахунку параметрів сегментно-пальцевих різальних апаратів

Показники	№ варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Швидкість руху збиральної машини	1,2	1,4	1,4	1,8	2,0	2,2	1,6	1,3	1,5	1,8
Кутова швидкість кривошипа ω рад/с	48	52	50	55	60	65	50	55	50	60
Висота зрізу Н, см	15	14	18	6	15	18	6	20	18	7
Тип різального апарата	1	2	3	4	5	2	3	4	5	1

Таблиця 3.2 – Геометричні параметри деталей різальної пари (рис.3.11)

Варіант	Тип різального апарата	Розмір, мм									
		t	t ₀	b	f ₁	e	b ₁	h ₁	s	$\kappa=f_n/f_n'$	b'
1	$t = t_0 = S = 76.2$	76	76	80	25	16	27	65	76	1	37
2	$t = t_0 = S = 90.0$	90	90	85	30	12	21	65	90	1	37
3	$2t = 2t_0 = S = 152$	76	76	75	21	16	21	58	152	0,32	24
4	$2t = 2t_0 = S = 101$	50	50	75	30	15	22	53	101	0,32	25
5	$t = t_0 = S = 101$	101	50,8	70	22	6	21	63	101,6	0,68	24

1) вивчити теоретичні посилання до завдання, вибрати вихідні дані до розрахунку різального апарата (табл. 3.1) та графічних побудовань (табл. 3.2);

2) графічно побудувати та визначити швидкості початку та кінця різання відповідно до рис. 3.5 та залежностей (3.9) та (3.10);

3) побудувати траєкторію абсолютного руху ножа – рис. 3.6 та залежності (3.11).

4) побудувати графік зміни висоти стерні відповідно до рис. 3.8. Рисунок 3.11 – Деталі різальної пари: а – сегмент; б – вкладиш.

Результатом виконаної роботи є розрахунок параметрів сегментно-пальцевого різального апарата та графічні побудовання траєкторії абсолютного руху ножа і зміни висоти стерні. За результатами роботи формулюються висновки.

Запитання для самоконтролю

1. Розкрийте принцип роботи сегментно-пальцевого різального апарата.
2. З'ясуйте особливості технологічного процесу роботи сегментно-пальцевого різального апарата.
3. Як визначити швидкість різання сегментно-пальцевим апаратом?
4. Розкажіть про мінімальну швидкість для різальних апаратів нормального різання з одинарним пробігом ножа.
5. Які параметри обчислюють в силовому розрахунку сегментно-пальцевого різального апарата?
6. У який спосіб визначають потужність, що витрачається на привод вала кривошипа сегментно-пальцевого різального апарата?

Практична робота №4

Тема: Розрахунок тукорозкидача відцентрового типу

Мета роботи: опанувати теоретичні основи визначення параметрів тукорозкидача відцентрового типу

Тукорозкидач відцентрового типу — це сільськогосподарська машина, яка використовується для рівномірного розподілу мінеральних добрив (туків) по полю. Цей тип обладнання забезпечує точність і ефективність внесення добрив, що важливо для оптимального росту культур та зменшення витрат.

Принцип дії:

Тукорозкидач використовує відцентрову силу, щоб рівномірно розкидати добрива.

Добрива надходять із бункера на спеціальний розкидаючий диск (або диски), який швидко обертається.

Під час обертання диска добрива розлітаються на велику відстань у різні боки, забезпечуючи рівномірне покриття.

Основними компоненти тукорозкидача є:

Бункер: Резервуар для зберігання добрив. Зазвичай має регульований отвір для дозування.

Розкидаючий механізм: Диски з лопатями, які обертаються і забезпечують розкидання.

Приводний механізм: Забезпечує обертання дисків (може бути механічним чи гідравлічним).

Рама та ходова частина: Для транспортування тукорозкидача.

Ширина розкидання залежить від швидкості обертання дисків і кута нахилу лопатей.

Дозування добрив налаштовується через отвори в бункері або спеціальні заслінки.

Тукорозкидач відцентрового типу може працювати з гранульованими, порошкоподібними або змішаними добривами.

Переваги тукорозкидача відцентрового типу:

- Рівномірний розподіл: Покращує якість внесення добрив і запобігає перенасиченню окремих ділянок.
- Висока продуктивність: Швидке покриття великих площ.
- Економічність: Ефективне використання добрив без перевитрати.

Вага добрив у бункері тукорозкидача:

$$G = W \cdot \gamma \quad (4.1)$$

де W – місткість бункера, дм^3 .

Приймаємо $\gamma = 1,1 \text{ кг/дм}^3$, беручи до уваги, що розкидатимуть добрива у гранульованому або кристалічному вигляді, середній діаметр яких $1 \dots 3 \text{ мм}$.

Площа S , на яку буде достатньо добрив, які були завантажені у бункер:

$$S = \frac{G}{Q} \quad (4.2)$$

де Q – норма внесення добрив, кг/га .

Довжина гону при мінімальній та максимальній нормі внесення буде рівне:

$$l_{\min} = \frac{S_{\min}}{B}; \quad l_{\max} = \frac{S_{\max}}{B} \quad (4.3)$$

де B – ширина захвату, м .

Час за який бункер із добривами спорожниться:

$$t = \frac{1}{V_M}, \text{ хв} \quad (4.4)$$

де V_M – робоча швидкість, км/год .

Висота встановлення диска над поверхнею поля:

Виходячи із досліджень, можна вважати, що оптимальна висота встановлення диска над поверхнею поля знаходиться у межах $h = 0,7 \dots 0,9$ м. Приймати $h = 0,75$ м, виходячи із умов навішування машин на колісний трактор класу 1,4.

Коефіцієнт K_n парусності добрив.

Згідно з рекомендаціями Є.В. Козловського K_n приймають аналогічно даним з аеродинамічних властивостей насіння $K_n = 0,02 \dots 0,03$.

Для суперфосфату, діаметр гранул яких перебуває у межах $1 \dots 3$ мм – $K_n = 0,02 \dots 0,09$. Прийняти $K_n = 0,02 \dots 0,1$.

Дальність польоту частинок добрив визначають за формулою:

$$B = 2L - \Delta b \quad (4.5)$$

$$L = \frac{B + \Delta b}{2}, \text{ м} \quad (4.6)$$

де Δb – ширина перекриття за суміжних проходів машини ($\Delta b = 1,5 \dots 2$ м [3]).

Абсолютна швидкість V_a , з якою частина добрив сходить з диска

$$V_a = \frac{e^{L K_n} - 1}{K_n \sqrt{\frac{2h}{g}}} \quad (4.7)$$

Якщо вважати, що V_a є швидкістю розсівання добрив, і коли лопаті закріплені на плоскому диску радіально:

$$V_a = \sqrt{V_e^2 + V_r^2} \quad (4.8)$$

де V_e – переносна швидкість, м/с;

V_r – відносна швидкість, м/с.

$$V_a = \sqrt{(V_e + V_r \sin \psi_1)^2 + (V_r \cos \psi_1)^2} \quad (4.9)$$

коли лопаті закріплено на диску під деяким кутом ψ_1 до радіуса (рис. 4.1)

$$V_e = \omega R, \text{ м/с} \quad (4.10)$$

де ω – кутова швидкість диска, 1/с;

R – радіус диска, м.

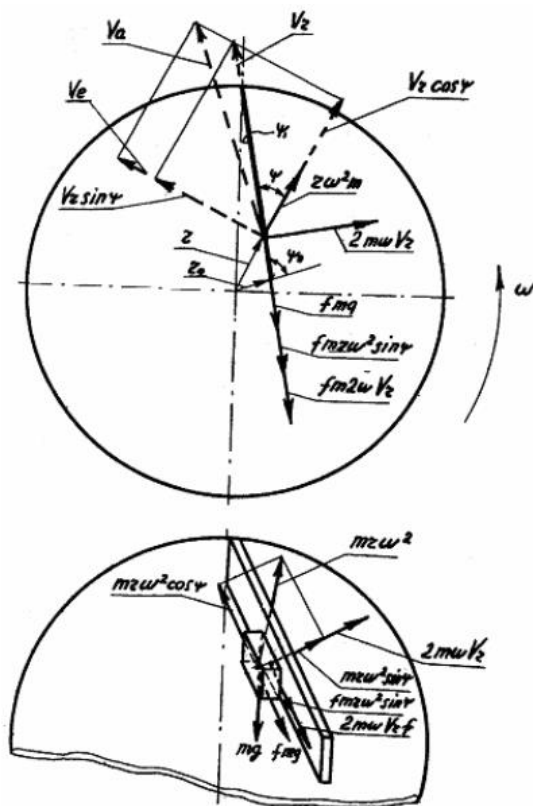


Рис. 4.1. Схема сил, що діють на частинку під час руху вздовж лопаті, розміщеній на плоскому диску

Рекомендовані оберти диска ($n = 500 \dots 800$) об/хв., а діаметр диска $D = 2R = 400 \dots 700$ мм.

Із формул витікає, що із збільшенням переносної швидкості V_e збільшується ширина розкидання добрив. Крім того на ширину розкидання впливає величина відносної швидкості V_r та кут ψ встановлення лопаті.

В існуючих конструкціях машини для внесення мінеральних добрив відцентрових типу застосовують розкидальні органи у вигляді плоского та конічного дисків.

Згідно з розробками П.М. Василенка, відносна швидкість V_r руху частинки вповдовж лопаті плоского диска дорівнює:

$$V_r = x' = \left(\frac{fg}{\omega^2} - r_0 \frac{\cos(\psi_0 + \varphi)}{\cos\varphi} \right) \cdot \left(\frac{r_1 r_2}{r_2 - r_1} (e^{r_1 t} - e^{r_2 t}) \right) \quad (4.11)$$

а шлях S , який проходить частинка по диску:

$$S = x = \left(\frac{fg}{\omega^2} - r_0 \frac{\cos(\psi_0 + \varphi)}{\cos\varphi} \right) \cdot \left(\frac{1}{r_2 - r_1} (r_2 e^{r_1 t} - r_1 e^{r_2 t}) - 1 \right) \quad (4.12)$$

Якщо лопать закріплено радіально, то ψ_0 і r_0 дорівнюють нулю і вирази (4.11 і 4.12) матимуть вигляд:

$$V_r = x' = \frac{fg}{\omega^2} \cdot \left(\frac{r_1 r_2}{r_2 - r_1} (e^{r_1 t} - e^{r_2 t}) \right) \quad (4.13)$$

$$S = x = \frac{fg}{\omega^2} \left(\frac{1}{r_2 - r_1} (r_2 e^{r_1 t} - r_1 e^{r_2 t}) - 1 \right) \quad (4.14)$$

де f – коефіцієнт тертя добрив по диску;

w – кутова швидкість диска, $1/c$;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

φ – кут тертя добрива по диску;

ψ_0 – початковий кут між лопаттю і прямою радіуса r_0 (див. рис. 4.1);

r_0 – відстань від початку лопаті до центра, m (див. рис. 4.1);

t – час знаходження частинки на диску, c .

$r_1 = w(\sqrt{1 + f^2} - f)$; $r_2 = w(-\sqrt{1 + f^2} - f)$ – корені характеристичного рівняння.

Аналогічно для конічного диска (рис. 4.2) за розробками акад. П.М. Василенка:

$$V_r = x' = \frac{g(-f \cos \alpha - \sin \alpha)}{w^2 \cos \alpha (\cos \alpha - f \sin \alpha)} \cdot \left(\frac{r_1 r_2}{r_2 - r_1} (r_2 e^{r_1 t} - e^{r_2 t}) \right) \quad (4.13)$$

$$S = x = \frac{g(-f \cos \alpha - \sin \alpha)}{w^2 \cos \alpha (\cos \alpha - f \sin \alpha)} \cdot \left(\frac{1}{r_2 - r_1} (r_2 e^{r_1 t} - r_1 e^{r_2 t}) - 1 \right) \quad (4.14)$$

де α – кут конусності диска.

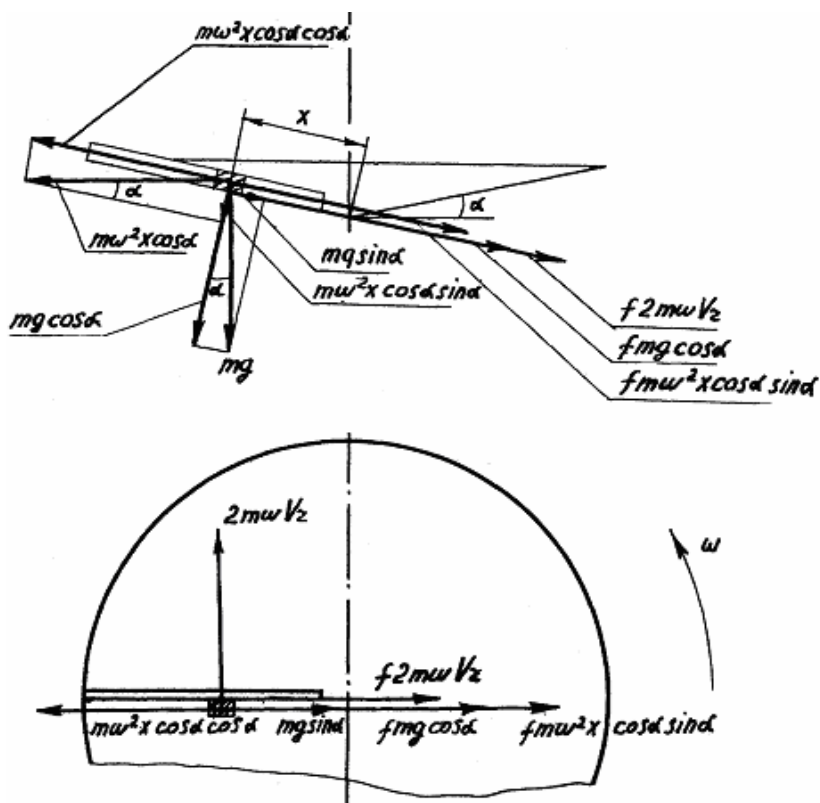


Рис. 4.2. Схема сил, що діють на частинку під час руху вздовж лопаті, закріпленій на конічному диску

Проте, як показують результати дослідів М.С. Хоме-нко, ширина захвату тукорозкидача з конічним диском порівняно з плоским значно більша. Тому є підстави вважати, що на ширину захвату машини впливає не тільки абсолютна швидкість, з якою частинка покидає диск, а і кут кидання (кут конусності α). Оптимальний кут α згідно з розробками має бути у межах $1,5 \dots 5^\circ$. Встановлення лопаті на плоскому і конічному дисках під деяким кутом ψ (див. рис. 4.1) до радіуса збільшує дальність польоту частинок, оскільки збільшується відносна швидкість.

Під час випробування відцентрових тукорозкидачів з плоскими і конічними дисками встановлено, що у разі використання конічного диска зменшується ефективна ширина захвату тукорозкидача і збільшується нерівномірність розсіювання за збільшення норми внесення добрив (рис. 4.3 і рис. 4.4).

Для встановлення причини такого явища на кафедрі сільськогосподарських машин НУБіП України було проведено лабораторні експериментальні дослідження і, як результат, встановлено, що на конічному диску у міжлопатевому просторі із збільшенням частинок, що подаються на диск, відбувається їх накопичення у центральній частині диска, оскільки раніше подані частинки не встигають зійти з диска до моменту надходження нової порції.

Через це виникає рух частинок добрив по добривах, а це призводить до підвищення нерівномірності їх розсіювання і зменшення дальності польоту у разі сходу з конічного диска.

За плоского диска, рух частинок починається з моменту їх подачі на диск і ймовірність їх накопичення із збільшенням норми висіву зменшується.

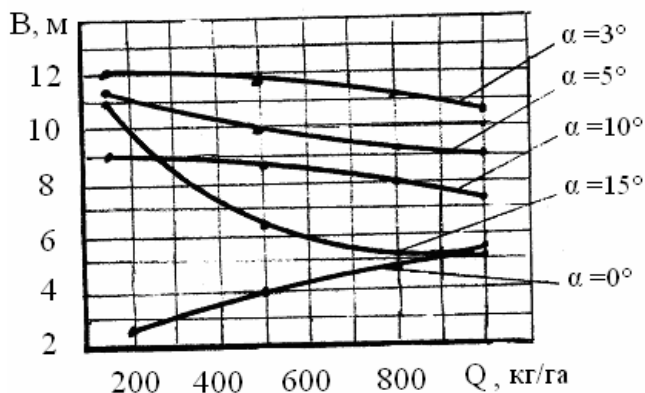


Рис. 3. Вплив форми диска на ширину захвату тукорозкидача із збільшенням норми внесення добрив

Отже, для забезпечення максимальної ширини захвату і не порушуючи рівномірності розсіву добрив за збільшення норми внесення доцільно використовувати плоскоконічні диски (центральна частина – плоска, периферійна – конічна).

Лабораторні дослідження підтвердили таку гіпотезу. Таким чином, на тукорозкидачі, що проектуємо, слід використати плоскоконічний диск.

Тоді вираз (4.10) для визначення переносної V_e швидкості з урахуванням рівномірності розсіювання можна представити:

$$V_e = \frac{\pi S}{30zS_1} R, \text{ м/с} \quad (4.15)$$

де S – шлях, який проходить агрегат за одну хвилину;

S_1 – шлях, який проходить агрегат за час від початку і до кінця розсіювання добрив однією лопаттю ($S' = 0,05$ м, $S' = 0,03 \dots 0,05$ м);

z – кількість лопатей ($z = 4$ – приймаємо, оскільки із збільшенням z , зменшується частота обертання диска $n = \frac{S}{zS'}$, що негативно впливає на рівномірність розсіювання добрив);

R – радіус диска, м ($R = 0,20 \dots 0,35$ м в існуючих конструкціях).

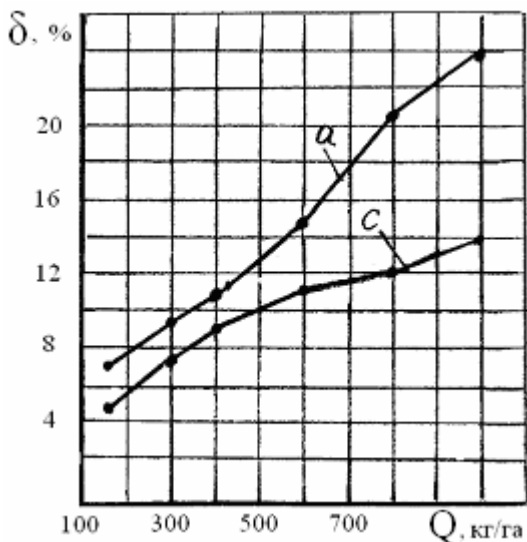


Рис. 4.4 Залежність нерівномірності розсіювання добрив конічним диском із збільшенням норми внесення добрив: а – суперфосфат; с – суперфосфат гранульований

Відносну швидкість руху частинки для випадку розміщення лопаті під кутом до радіусу визначаємо за формулою (4.11):

$$V_r = \left(\frac{fg}{\omega^2} - r_0 \frac{\cos(\psi_0 + \varphi)}{\cos \varphi} \right) \cdot \left(\frac{r_1 r_2}{r_2 - r_1} (e^{r_1 t} - e^{r_2 t}) \right).$$

Потужність, необхідна для створення кінетичної енергії добривам:

$$N = \frac{q_1 V_a^2}{2 \cdot 75g} \quad (4.16)$$

де q_1 – кількість добрив, що розсіюються диском за одиницю часу за мінімальної або максимальної норми внесення, кг/с;

V_a – швидкість розсіювання добрив, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с²

$$q_1 = \frac{qnz}{60} \quad (4.17)$$

де q – кількість добрив, що розсіваються одною лопаттю на площі одного га, кг/га;

$n = 800$ об/хв;

$z = 4$.

$$q = \frac{QS'}{S_0} \quad (4.18)$$

де Q – норма внесення добрив, кг/га;

S' – шлях, який проходить агрегат за час від початку і до кінця розкидання добрив одною лопаттю, $S' = 0,3 \dots 0,6$ м;

S_0 – шлях, який проходить агрегат під час розсівання добрив на площі одного гектара, м.

Дозувальний пристрій

Від конструкції дозувального пристрою залежать межі регулювання норми висіву добрив, а також точність дозування.

У проектуваному тукорозкидачі приймаємо дозувальний пристрій, який забезпечує регулювання норми висіву від 50 до 3000 кг/га і відхилення від встановленої норми не перевищує 2,87 %.

Розрахунок параметрів дозувального пристрою (рис.4.5).

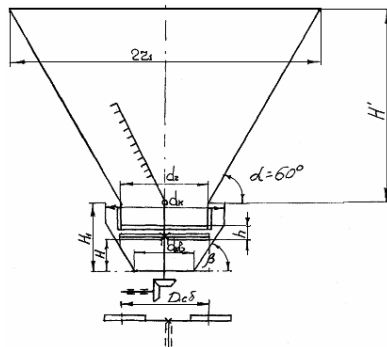


Рис. 4.5. Схема дозувального пристрою бункера
Умова розрахунку:

$$d_r - d_{BT}$$

де d_r – діаметр живильної горловини;
 $d_{вт}$ – діаметр вільного витікання добрив (туків) через отвір залежно від q_1 .

Згідно з графіком рис. 6 за $q_1 = 2$ кг/с, необхідний діаметр горловини $d_r = 70$ мм. Тоді якщо q_1 кг/с – x мм, тобто:

$$x = d_r = \frac{q_1 \cdot 70}{2} \quad (4.19)$$

Висота висівної щілини:

$$h = \frac{Q_{cp}VB}{10^4 V_1 \operatorname{tg} \alpha C_m \gamma} \quad (4.20)$$

де Q_{cp} – середня норма внесення добрив ($Q_{cp} = 400$ кг/га);

V – швидкість руху агрегату;

B – ширина захвату тукорозкидача;

V_1 – швидкість виштовхування добрив скидачем;

α – кут установки пальця скидача до радіуса ($\alpha = 40^\circ$, виходячи із існуючих конструкцій);

C – ширина висівної щілини m – коефіцієнт заповнення висівної щілини ($m = 0,35$ – приймаємо);

γ – питома вага добрив ($\gamma = 1,1$ кг/дм³).

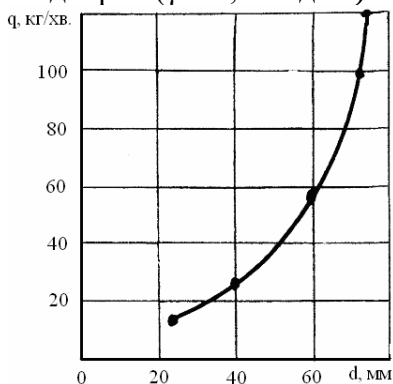


Рис. 6. Графік залежності подачі добрив від діаметра отвору за вільного витікання гранульованого суперфосфату

Швидкість виштовхування добрив скидачем V_1 :

$$V_1 = \frac{\pi n}{30} R_0 \quad (4.21)$$

де R_0 – радіус скидача, м ($R_0 = 0,156$ м згідно з умовами розміщення дозатора);

n – частота обертання скидача, об/хв ($n = 12$ об/хв – мінімальна частота).

Ширина висівної щілини:

$$C = 2\pi R_1, \text{ м}, \quad (4.22)$$

де R_1 – внутрішній радіус кільцевої щілини ($R_1 = 0,13$ м, виходячи із умов розміщення елементів дозатора).

Розміри кожуха живильної воронки (див. рис. 4.5). Зовнішній діаметр кожуха приймаємо $d_k = 380$ мм, внутрішній $d_{kv} = 140$ мм, виходячи із умов розміщення елементів дозатора для вільного надходження добрив до розкидального диска.

Кут похилу стінки кожуха приймаємо $\beta = 50^\circ$ за умови переміщення добрив по похилій площині ($j \leq g$ – прискорення менше або дорівнює прискоренню вільного падіння).

Згідно з d_k , d_{kv} і $\beta = 50^\circ$ – висота $H = 170$ мм, а $H_1 = 200$ мм (див. рис. 4.5).

Радіус встановлення живильної воронки відносно розкидального диска.

Відомо, що від радіуса установки живильної воронки залежать кут сходу частинок добрив з диска (напрямок розсіювання), а також рівномірність розсіювання добрив.

Беручи до уваги висновки щодо використання конічного диска, конструкції існуючих машин такого типу, а також лабораторні експериментальні дослідження плоско-конічного диска, результати яких свідчать, що кут сходу частинок з диска приблизно такий самий, як і у разі використання плоского диска, приймаємо радіус установки живильника $r_0 = 50$ мм.

Розміри бункера

Беручи до уваги результати розрахунків дозувального пристрою, де ($d_r = 260$ мм) і знаючи місткість бункера ($W =$

500 дм³) визначимо інші його розміри (див. рис.4.5), враховуючи можливість механізованого способу завантаження.

Розрахункова формула:

$$W = \frac{1}{3} \pi H (r_2^2 + r_2 r_1 + r_1^2), \text{ дм}^3 \quad (4.23)$$

де H – висота бункера, дм (див. рис. 4.5);

r_1 – радіус нижньої частини, дм;

r_2 – радіус верхньої частини, дм.

Кут $\alpha = 60^\circ$ приймати з умови забезпечення руху добрив по похилій площині.

Згідно варіантів (табл.4.1.) провести розрахунок параметрів та оформити звіт.

Запитання для самоконтролю

1. Що таке тукорозкидач відцентрового типу, і для чого він призначений?

2. Який основний принцип роботи тукорозкидача відцентрового типу?

3. З яких основних елементів складається тукорозкидач?

4. Як регулюється доза внесення добрив у тукорозкидачах відцентрового типу?

5. Як швидкість обертання дисків впливає на ширину розкидання добрив?

6. Які типи добрив можуть застосовуватися у тукорозкидачах відцентрового типу?

7. Чому важливо забезпечувати рівномірний розподіл добрив по полю?

8. Які переваги використання тукорозкидача відцентрового типу перед іншими видами розкидачів?

9. Як впливає швидкість руху техніки на ефективність розподілу добрив?

10. Які особливості обслуговування та догляду за тукорозкидачами для збереження їхньої ефективності?

Таблиця 4.1.

Вихідні дані

Варіанти	B, м	V _м , км/год	Q _{min} , кг/га	Q _{max} , кг/Га	W, дм ³	K _п	γ, кг/дм ³	Тип диска
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	12	7,2	50	400	400	0,03	1,1	Плоский
2	12	7,2	50	500	450	0,03	1,2	Плоский
3	12	10,8	50	600	400	0,02	1,1	Плоский
4	12	10,8	50	700	450	0,02	1,3	Плоский
5	12	10,8	50	500	500	0,1	0,9	Плоский
6	16	7,2	40	700	400	0,03	1,1	Конічний
7	16	10,8	45	700	500	0,03	1,1	Конічний
8	16	10,8	50	750	600	0,03	1,2	Конічний
9	16	7,2	60	750	450	0,03	0,8	Конічний
10	16	10,8	70	800	500	0,03	0,9	Конічний
11	14	10,8	70	1000	500	0,025	1,2	Плоско-конічний
12	14	10,8	40	900	500	0,018	0,8	Плоско-конічний
13	14	10,8	45	800	500	0,02	0,9	Плоско-конічний
14	14	9	50	750	500	0,03	1	Плоско-конічний
15	14	9	60	70	500	0,015	1,1	Плоско-конічний
16	15	9	50	800	450	0,02	1,2	Плоский
17	15	10,8	45	900	450	0,02	1,1	Плоский
18	15	10,8	40	1000	450	0,02	1,2	Плоский
19	15	7,2	50	1500	450	0,02	1,2	Плоский

Продовження табл.4.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	15	9	70	500	450	0,02	1,2	Плоский
21	12	7,2	50	100 0	500	0,03	0,8	Конічний
22	12	7,2	50	100 0	500	0,02	0,9	Конічний
23	12	9	50	100 0	500	0,03	1,1	Конічний
24	14	9	50	800	500	0,02	1,2	Конічний
25	14	10,8	50	90	500	0,03	1,3	Конічний
26	10	7,2	40	700	400	0,1	1,2	Плоско- конічний
27	10	7,2	45	800	450	0,01 5	1,2	Плоско- конічний
28	10	7,2	50	900	500	0,01 8	1,2	Плоско- конічний
29	10	7,2	55	100 0	500	0,02	1,2	Плоско- конічний
30	10	7,2	60	110 0	500	0,03	1,2	Плоско- конічний

Практична робота №5

Тема: Аналіз технологічного процесу та розрахунків параметрів роторного ріжучого апарату з вертикальною віссю обертання

Мета: ознайомитись із порядком розрахунку ротаційного ріжучого апарату.

Ротаційна косарка складається з таких основних елементів: рами націпки, підрамника, механізму балансування, ротаційного ріжучого апарату та приводу.

Принцип її роботи полягає у зрізуванні трави без підпирного ефекту за допомогою ножів, які закріплені на роторі та рухаються зі швидкістю 60 м/с.

Зелена маса, ударяючись об щиток польового дільника, змінює напрямок руху і вкладається у валки.

У разі роботи з полеглою травою рекомендується зменшити робочу швидкість до 7–8 км/год.



Рисунок 5.1-Загальний вигляд косарки КРН-2,1

В основному на косарках використовують 2...4 ротори, інколи 1...3. Існують машини на яких є шість роторів. Аналізуючи дані видно, що втрати косарки з чотирма роторами складає 1,5%. Але при збільшенні ротора при тій самій ширині захвату втрати збільшуються втричі. Це виникає через неможливість пристосування до рельєфу поля. Тому при

діаметрі роторів 0,4-0,6 м ефективність косарки набагато краща ніж при 0,7-0,8м.

Розрахунок параметрів ротора

Радіус ротора знаходять за формулою

$$r_1 = \frac{B}{2Z} \quad (5.1)$$

де B – ширина захвату, м;

Z – кількість роторів, шт.

Якщо використовувати геометричні параметри ротора, то формула буде мати вигляд:

$$r = \frac{B-5l-3h}{8} \quad (5.2)$$

де l – довжина ножа, мм.

h – зазор між краями елемента, що несе ножі та кінцем ножа, мм; Можна прийняти $2h = 20$ мм; $h = 10$ мм.

Кутову швидкість ротора визначаємо із нерівності

$$R\omega - V_m \geq V_p$$

Виходячи із вищевказаної формули, кутова швидкість буде рівною:

$$\omega \geq \frac{V_p - V_m}{R} = \frac{V_p + V_m}{R} \quad (5.3)$$

де V_p , V_m – робоча та поступальна швидкості ножа, м/с.

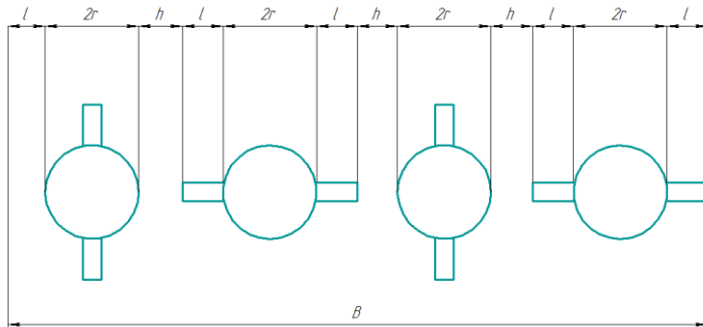


Рисунок 5.2 – Схематичне визначення радіуса роторів
Частота обертання ротора:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} \quad (5.4)$$

Число ножів для одного ротора:

$$m = \frac{2\pi V_n}{\omega l} \quad (5.5)$$

де m - кількість ножів на одному роторі, шт.

Коефіцієнт повноти зрізу можна визначити за формулою:

$$K_{зр} = \frac{F_{зр}}{F_{з.зр}} \quad (5.6)$$

де $F_{зр}$ - площа зрізу за один поворот ротора;

Площа зрізу буде:

$$F_{зр} = \frac{4V_m \pi R}{\omega m} \quad (5.7)$$

де $F_{з.зр}$ – площа зони зрізу без врахування повторного пробігу ножів

$$K_{зр} = \frac{8RV_m}{\omega m l (R+r)} \quad (5.8)$$

Для найбільш кращого вибору параметрів косарки коефіцієнт $K_{зр}$ має наближатися до максимального значення. В основному дорівнює 0,5-0,8.

Знаходимо коефіцієнт використання робочої частини ножа:

$$K_m = \frac{2V_m \pi}{m \omega l} \quad (5.9)$$

Тоді сили на зрізування одного стебла будуть:

$$P_{зр} = 2.943e^{-0.05V_p} d^{3/2} \quad (5.10)$$

де V_p – робоча швидкість, м/с,

d – діаметр стебла, мм.

Затрати потужності на зрізування стебел рослин одним ротором:

$$N_{зр} = \frac{P_{зр} K' m' V_0}{75} \quad (5.11)$$

де $P_{зр}$ – зусилля зрізання стебла, Н

V_0 – кутова швидкість ножа, м/с.

K' – кількість стебел, що зрізаються ножом одночасно та вміщуються на один ніж;

$$K' = \frac{eK_H}{d} \quad (5.12)$$

m' – кількість одночасно працюючих ножів; m 1,5.

Визначення потужності одного ротора для відкидання зрізаної маси:

$$N_{\text{відк}} = \frac{m''V_{\text{відк}}^2}{2} \quad (5.13)$$

де m'' – секундна масова подача стебел, яка рівна:

$$m'' = \frac{q}{g} \quad (5.14)$$

де q – подача трав'яної маси, кг/с.

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

d – коефіцієнт, який враховує величину трав'яної маси, що подається;

$V_{\text{відк}}$ – швидкість, відкидання стел, м/с.

$$q = 2QRV_m \quad (5.15)$$

де Q – врожайність, т/м²;

$2R$ – ширина захвату одного ротора, м.

Тоді:

$$N_{\text{відк}} = d \frac{Q^2 R^3 V_{\text{відк}}^2 V_M \omega^2}{1200g} \quad (5.16)$$

Якщо врожайність 200...400 ц/га, то при розрахунках приймаємо $d=0,6$.

Потужність холостого ходу ротора буде рівна:

$$N_{xx} = A\omega^3 \quad (5.17)$$

де A – коефіцієнт опору повітря, A 0,15 10⁻⁶.

Потужність на роторах знаходиться із формули:

$$N_P = Z(N_{\text{зр}} + N_{\text{відк}} + N_{xx}) \quad (5.18)$$

Тоді потужність ВВП трактора буде рівна:

$$N_{\text{ВВП}} = \frac{N_P}{\eta_{\text{пер}}} \quad (5.19)$$

Де $\eta_{\text{пер}}$ – коефіцієнт корисної дії передачі від ВВП до роторів.

$$\eta_{\text{пер}} = \eta_k \eta_P \eta_{\text{кв}} \eta_{\text{ц}} \quad (5.20)$$

де: $\eta_{\text{кв}}$, $\eta_{\text{р}}$, $\eta_{\text{к}}$, $\eta_{\text{ц}}$ – відповідно ККД карданної передачі, клинопасової, конічного редуктора, циліндричної передачі., які рівні 0,98, 0,93, 0,0985 та 0,99 відповідно.

Таблиця 5.1

Вихідні дані

Варіант	Ширина захвату, В	Робоча швидкість, V_m	Швидкість ножа для різання V_p	Врожайність зеленої маси Q	Число роторів Z
1	2,1	15	60	250	4
2	2,1	10	70	200	4
3	2,1	20	55	300	4
4	2,4	17	45	350	4
5	2,4	18	65	250	6
6	2,4	15	70	200	6
7	2,4	15	60	250	6
8	2,1	10	70	200	4
9	2,1	20	55	300	4
10	2,4	17	45	350	6
11	2,4	18	65	250	6
12	2,4	15	70	200	6
13	2,4	15	65	200	6
14	2,4	15	60	250	6
15	2,1	10	70	200	4
16	2,1	20	55	300	4
17	2,4	17	45	350	6
18	2,4	18	65	250	6
19	2,4	15	70	200	6
20	2,1	10	55	200	4

Запитання для самоконтролю

1. Що таке роторний ріжучий апарат із горизонтальною віссю обертання, і в яких випадках він застосовується?

2. Які основні елементи конструкції роторного ріжучого апарату з горизонтальною віссю обертання?
3. Який принцип роботи роторного ріжучого апарату, і як забезпечується зрізування матеріалу?
4. Які основні параметри впливають на ефективність роботи роторного ріжучого апарату?
5. Як швидкість обертання ротора впливає на якість різання і енерговитрати?
6. Що таке ширина захвату роторного ріжучого апарату, і як вона розраховується?
7. Як визначається оптимальна довжина ножів для роторного ріжучого апарату?
8. Яким чином впливає густота та висота рослинності на продуктивність роботи роторного апарату?
9. Які основні формули використовуються для розрахунку енергетичних параметрів роторного ріжучого апарату?
10. Які технологічні особливості потрібно враховувати при роботі з різними типами сільськогосподарських культур?

Практична робота №6

Тема: Розрахунок параметрів і режимів роботи клавiшного соломотряса

Мета роботи: опанувати теоретичні основи визначення раціональних параметрів соломотряса та виконати аналітичні й графічні розрахунки оптимальних геометричних і кінематичних режимів його функціонування.

Робочий процес соломотряса клавiшного типу полягає в багаторазовому підкиданні обмолоченого матеріалу під час вільного польоту, що відбувається переважно при ударі об поверхню клавiш. Завдяки більшій масі, меншій парусності, меншим розмірам та обтічній формі зерна, порівняно з частинками соломи, вони проходять через просторову решітку соломи вниз на поверхню клавiш. Поверхня клавiш виконана у формі решітки, через яку зерно просіюється на похилу дошку, а далі – на решета очистки.

Соломотряси поділяються на дві категорії: чотири- та п'ятиклавiшні.

У чотириклавiшних соломотрясах шийки колінчастого вала, що слугують для кріплення сусідніх клавiш, розташовані з кутовим інтервалом $\pi/3$, $\pi/2$ або π . У процесі роботи такого соломотряса частинки, підкинуті клавiшею, спочатку рухаються догори, а потім починають падати, наздоганяючи клавiшу. У цей час клавiша змінює свій рух: спершу вона піднімається догори, потім опускається вниз і знову рухається догори, зустрічаючи падаючі частинки. У момент удару клавiші по частинках відбувається видалення зерна на поверхню. Після цього частинки, що обмолочуються, деякий час залишаються на клавiші, потім знову підкидаються вгору, і цикл повторюється.

Кожна клавiша працює незалежно, підкидаючи шар соломи, ширина якого відповідає її ширині, та підхоплюючи його при русі догори.

У п'ятиклавішних соломотрясах шийки колінчастого вала розташовані з кутовим інтервалом π , що створює дві групи клавіш. Під час роботи першої групи, яка підкидає шар соломи догори, друга група рухається вниз, підхоплюючи цей шар при його падінні. Таким чином, шар соломи, ширина якого відповідає ширині соломотряса, передається між групами клавіш.

Клавіші соломотряса здійснюють плоско-паралельний рух у вертикальній площині, а траєкторія будь-якої їхньої точки описує коло з радіусом, рівним радіусу кривошипа колінчастого вала r . Клавіші нахилені під кутом α до горизонту, а колінчастий вал обертається з кутовою швидкістю ω . На частинку, що знаходиться на клавіші, діють сили тяжіння mg , інерції $m\omega^2 r$, нормальної реакції N та тертя F .

Умову рівноваги частинки, що перебуває на клавіші, можна записати у вигляді:

$$N + m\omega^2 r \cdot \sin\omega t - mg \cdot \cos\alpha = 0$$

$$N = mg \left(\cos\alpha - \frac{\omega^2 r}{g} \sin\omega t \right)$$

Або

$$N = mg(\cos\alpha - k\sin\omega t)$$

де $k=\omega^2 r/g$ – показник кінематичного режиму роботи соломотряса

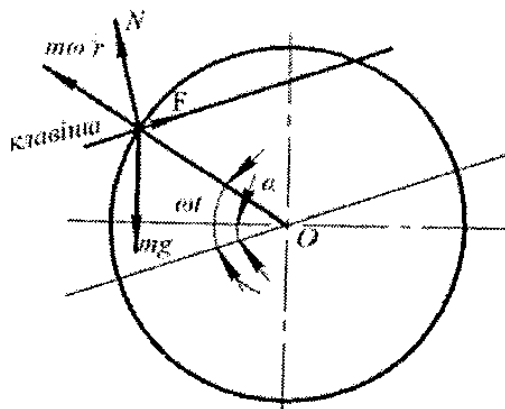


Рисунок 6.1 – Сили, що діють на частинку, яка знаходиться на клавiшi соломотряса

Оскільки $mg \neq 0$, то в момент відриву частинки від клавiшi, то

$$\cos\alpha - k\sin\omega t_1 = 0 \quad (6.1)$$

Тодi

$$\sin\omega t_1 = \frac{\cos\alpha}{k} \quad (6.2)$$

Рiвняння (6.2) називають першим основним рiвнянням соломотряса. Таким чином, за заданого кута нахилу клавiшi та показника кiнематичного режиму роботи соломотряса можна визначити кут ωt_1 , що вiдповiдає повороту колiнчастого вала до моменту вiдриву частинки вiд поверхнi клавiшi.

Частоту обертання колiнчастого вала приводу соломотряса визначають iз таких залежностей

$$k = \frac{\omega^2 r}{g} \text{ та } \omega = \sqrt{k \cdot g / r} \quad (6.3)$$

Так, як $\omega = 2\pi n / 60$, то n рiвне:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{k \cdot \frac{g}{r}} \quad (6.4)$$

Частинка, що відірвалася від клавiшi, виконує вiльний рух. Вектор початкової швидкостi цього руху $V_0 = \omega r$ нахилений до горизонту пiд кутом β , величина якого визначається за формулою (рис. 6.2):

$$\beta = \frac{\pi}{2} - (\omega t_1 - \alpha) \quad (6.5)$$

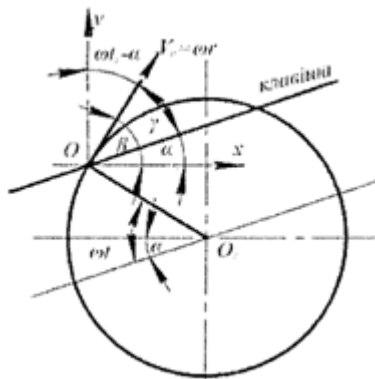


Рисунок 6.2 – Схема до розрахунку швидкостi руху частинки вздовж клавiшi соломотряса

При нехтуваннi опором повітря та впливом сусiднiх частинок, рiвняння руху набуде вигляду:

$$x = \omega r t \cos \beta \quad (6.6)$$

$$y = \omega r t \sin \beta - \frac{g t^2}{2} \quad (6.7)$$

Мiсце зустрiчi частинки, що падає, з клавiшею знаходиться на вiдстанi ΔS вiд точки її вiдриву вiд клавiшi (рис. 6.3). Надалi частинка перемiщується разом iз клавiшею до моменту наступного вiдриву. Таким чином, середню швидкiсть руху частинки вздовж клавiшi соломотряса можна визначити за формулою:

$$V_c = \Delta S \cdot \frac{\pi}{60} \quad (6.8)$$

Аналiтично визначити момент падiння частинки на клавiшу складно. Цю задачу значно простiше вирiшити графiчним способом. Для цього, використовуючи рiвняння

(6.6) і (6.7), через інтервал часу $t=0,01$ с визначають положення точок на траєкторії вільного польоту частинки. У масштабі з відмітками часу викреслюють траєкторію руху частинки (рис. 6.3). Паралельно в цьому ж масштабі будують коло — траєкторію руху точки на клавіші, де до відриву перебувала частинка. На траєкторії відмічають положення цієї точки з кроком часу 0,01 с. Через отримані точки проводять прямі під кутом α до горизонту, що відповідають положенню клавіші через ці часові інтервали. За цими даними визначають час вільного руху частинки, місце її зустрічі з клавішею та переміщення ΔS .

Зазначимо, що для п'ятиклавішного соломотряса після проходження клавішами поздовжньої осі потрібно починати відлік часу для другої групи клавіш (рис. 6.4).

Через решітку підбарабання із хлібної маси, яка надходить у молотильний апарат, виділяється основна частина зерна (70–90 %), що міститься в масі. Грубий ворох, який складається з частинок соломи та невиділених зерен, потрапляє на соломотряс. Під дією відбійного бітера та багаторазових струшувань клавішами ворох на соломотрясі перебуває у розпушеному стані. Частинки соломи, спрямовані в різні сторони, утворюють просторову решітку, в порожнинах якої розташовані зерна.

Розміри зерен значно менші за розміри частинок соломи та порожнин між ними. Тому зерна, що перебувають у грубому воросі, не впливають на об'єм, зайнятий солоmistими частинками (далі — соломою). З огляду на це, об'єм грубого вороху можна з достатньою точністю вважати рівним об'єму просторової решітки соломи, що міститься в ньому.

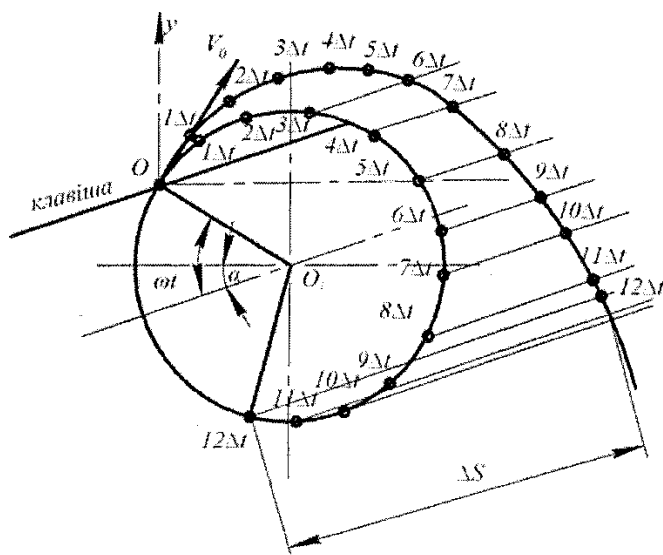


Рисунок 6.3 – Траєкторія руху частинки під час роботи чотириклавішного соломотряса

Хлібну масу, що надходить у молотильний апарат, характеризують співвідношенням:

$$\lambda = \frac{q_3}{q_c}$$

де q_3 і q_c — маса зерна та соломи у складі хлібної маси відповідно.

З огляду на те, що частина дрібних частинок соломи разом із зерном проходить через решітку підбарабання, подачу соломи на соломотряс розраховують за формулою:

$$q_{cc} = \frac{(1-a_k)q}{1-\lambda} \quad (6.9)$$

Де q — подача хлібної маси в молотильний апарат, кг/с;

α — коефіцієнт, що враховує виділення соломистих частинок разом із зерном через решітку підбарабання.

Товщину шару соломи, припускаючи її рівномірний розподіл по довжині соломотряса, визначають за формулою:

$$H = \frac{q_{cc}}{BV_c\gamma} \quad (6.10)$$

Де q_{cc} — подача соломи на соломотряса, кг/с;

V_c — середня швидкість руху соломи по соломотрясу, м/с;

B — ширина соломотряса, м;

γ — щільність соломи на соломотрясі, кг/м³.

Ширину соломотряса визначають залежно від довжини барабана молотильного апарата та його типу:

1. Для молотильного апарата бильного типу:

$$B = (1,0 - 1,1) \cdot L_b \quad (6.11)$$

2. Для молотильного апарата штифтового типу:

$$B = (1,2 - 1,4) \cdot L_b, \quad (6.12)$$

де L_b — довжина барабана молотильного апарата, м.

Довжину соломотряса визначають із таких міркувань:

Дослідження показали, що для виділення зерна зі шару грубого вороху завтовшки $H_0 = 0,15$ м необхідно нанести $\delta_0 = 40$ ударів клавішами соломотряса. Кількість ударів клавішами по шару грубого вороху за конкретних умов роботи обчислюють за формулою:

$$\delta = \delta_0 \sqrt{\frac{H}{H_0}} \quad (6.13)$$

де H — товщина шару грубого вороху, м.

На основі цього формулу для визначення довжини соломотряса записують так:

$$L = \delta \cdot \Delta S, \quad (6.14)$$

де ΔS — відстань, на яку частинка переміщується між ударами.

Довжину соломотряса також можна обчислити іншим способом. Вихід зерна разом із соломою зі соломотряса, у відсотковому відношенні до загальної кількості зерна, яке потрапило в молотильний апарат, визначають за формулою:

$$q_{зп} = (100 - b)e^{-\mu L} \quad (6.15)$$

Де b — кількість зерна, виділеного підбарабанням, у відсотках від загальної кількості зерна, що надійшло в молотильний апарат;

μ — коефіцієнт сепарації, м^{-1} .

Для клавішних соломотрясів при товщині шару грубого вороху $H_0=0,2$ м коефіцієнт сепарації дорівнює $\mu_0=0,6-1,8 \text{ м}^{-1}$. При зміні товщини шару H коефіцієнт сепарації змінюється за формулою:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{H_0}{H} \right)^m \quad (6.16)$$

де $m=0,8-1,2$ (нижнє значення приймають за легких умов роботи, верхнє — за важких).

Із формули (6.15) отримуємо вираз для довжини соломотряса:

$$L = \frac{\frac{\ln(100-b)}{q_n}}{\mu} \quad (6.17)$$

де $q_{\text{зп}}$ — вихід зерна разом із соломою.

Згідно з агротехнічними вимогами, $q_{\text{зп}}=0,25\%$. У цьому разі формула (6.17) набуває вигляду:

$$L = \ln \frac{100-b}{0.25} / \mu \quad (6.18)$$

Порядок виконання роботи

Відповідно до досліджуваної теми та поставленої мети:

1. Вивчити теоретичні положення щодо завдання, вибрати вихідні дані для розрахунку соломотряса (табл. 6.1).
2. За рівнянням (6.2) визначити кут повороту колінчастого вала до моменту відриву частинки від клавіші.
3. Обчислити кутову швидкість і частоту обертання колінчастого вала соломотряса за допомогою формул (8.3) і (8.4).
4. За формулою (6.5) розрахувати напрямок початкової швидкості вільного польоту частинки соломистого вороху.

5. Використовуючи рівняння (6.6) та (6.7), побудувати траєкторію вільного руху (польоту) частинок соломом після їх відриву від клавіші соломотряса. Розрахунок поточних координат точок здійснювати через інтервал часу, рівний 0,01 с.

6. Побудувати положення клавіші через інтервал часу 0,01 с.

7. Визначити графічно переміщення соломом вздовж клавіші за час польоту.

8. Розрахувати середню швидкість руху частинки соломом вздовж клавіші соломотряса за допомогою формули (6.8).

9. За формулою (6.11) або (6.12) обчислити ширину соломотряса.

10. Визначити фактичну товщину шару соломом на соломотрясі за формулою (6.10).

11. За допомогою формули (6.13) визначити необхідну кількість струшувань шару соломом;

12. Використовуючи формулу (6.14), обчислити довжину соломотряса;

13. Знайти значення коефіцієнта сепарації за формулою (8.16);

14. Застосувати формулу (6.18) для обчислення довжини соломотряса (інший спосіб). Порівняти отриману довжину соломотряса, розраховану різними методами, та зробити висновки. Результатом роботи є розрахунок параметрів і режимів роботи клавішного соломотряса, а також графічне побудування траєкторії руху частинки з визначенням її переміщення вздовж клавіші. На основі результатів роботи формуються висновки.

Таблиця 6.1

Вихідні дані до розрахунку параметрів і режимів роботи клавійного соломотряса може містити такі основні показники

Варіант	Подача хлібної маси в молотильний апарат q , кг/с	Тип молотильного апарату*	Коефіцієнт соломистості λ	Радіус коліна вала приводу r , м	Коеф. Кінематичного режиму k	Кут нахилу клавії дл горизонту α	Кількість клавій	Довжина барабану молот. Апарату, м	Щільність соломи на соломотрясі γ	Кількість зерна, виділеного через підбарання % від подачі	коэф. виділення частинок через підбарання α_k
1	6	Б	0,45	0,050	2,8	5	4	1,5	20	87	0,030
2	6	Б	0,5	0,055	2,5	6	4	1,6	25	85	0,033
3	8	Ш	0,55	0,050	2,6	7	4	1,65	18	90	0,032
4	10	Б	0,6	0,060	2,7	8	5	1,4	24	87	0,028
5	7	Б	0,7	0,055	2,6	5	5	1,45	22	85	0,029
6	4	Ш	0,55	0,050	2,2	6	6	1,55	25	88	0,032
7	8	Ш	0,62	0,060	2,7	7	6	1,6	19	92	0,033
8	10	Б	0,68	0,050	2,9	8	4	1,5	20	87	0,031
9	12	Б	0,53	0,055	2,4	5	5	1,6	24	85	0,034
10	9	Б	0,4	0,060	2,5	6	6	1,7	22	83	0,029
*Б - бильний молотильний апарат; Ш - штифтовий.											

Запитання для самоконтролю:

1. Які сили впливають на частинку, що перебуває на клавії соломотряса?
2. У чому полягає суть методики побудови траєкторії руху частинки вороху на соломотрясі?

3. Які особливості має методика розрахунку швидкості руху частинки вороху вздовж клавіші соломотряса?

4. Що таке показник кінематичного режиму роботи соломотряса?

5. Якими методами та за допомогою яких методик визначають довжину клавіш соломотряса?

Практична робота №7

Тема: Технологічний та енергетичний розрахунок молотарок зернозбиральних комбайнів

Мета: Навчитися визначати основні геометричні та кінематичні параметри бильного та штифтового молотильних апаратів, обчислювати регульовальні параметри.

Зерно з колоса виділяють обмолотом, який передбачає нанесення ударів по рослинній масі і її протягування між поверхнями. Під впливом ударів і тертя при протягуванні руйнуються зв'язки зернівок із квітколожем та лусками колоска.

Швидкість і прискорення руху маси в молотильному апараті є важливими параметрами, що впливають на технологічні та енергетичні характеристики роботи молотильних пристроїв. Якість роботи молотильних пристроїв оцінюють за такими коефіцієнтами:

- δ_3 – недомолоти;
- d_3 – подрібнення;
- s – сепарація;
- ψ – засміченість.

Основними параметрами бильного барабана є:

- довжина L_6 ,
- діаметр D_6 ,
- число бил i ,
- частота обертів n ,
- маса барабана m_6 .

Молотильні пристрої повинні забезпечувати максимальну продуктивність комбайна при втраті зерна, що не перевищує допустимі значення:

- коефіцієнт недомолоту $\delta_3 \leq 0,9 \%$,
- коефіцієнт подрібнення $d_3 \leq 2,5 \%$ для продовольчого і $d_3 \leq 1,0 \%$ для насіннєвого зерна.

До регульовальних параметрів молотильних пристроїв належать:

- частота обертів барабана n ,
- зазори δ між билами і поперечними планками підбарання.

Параметри попереднього настроювання бильного молотильного пристрою наведені в таблиці 7.1.

Фактичний зазор на вході залежить від:

- фактичної подачі маси q (кг/с),
- лінійної швидкості робочих елементів барабана V_6 (м/с),

- довжини деки l_d (м),
- об'ємної маси соломи і зерна γ (кг/м³),
- діаметра барабана D_6 .

Формула для розрахунку фактичного зазору виглядає так:

$$\delta = \frac{\beta q}{D_6 l_d V_6 \gamma} \quad (7.1)$$

де q – подача маси (зерна та соломи) в молотильний апарат;

V_6 – лінійна швидкість барабана;

D_6 – діаметр барабана;

l_d – довжина деки;

γ – об'ємна маса соломи та зерна.

Фактичну подачу маси q визначають як суму подач зерна та соломи:

$$q = q_z + q_c$$

де q_z і q_c – подача зерна та соломи, відповідно, в кг/с.

Таблиця 7.1

Параметри попереднього настроювання бильного молотильного пристрою

Культура	Лінійна швидкість робочих елементів барабана V_6 , м/с	Зазори δ , мм	
		на вході	на виході
Пшениця, жито, ячмінь	30-32	20	4
Овес	28-30	17	4
Рис	27-34	20	4
Просо, коріандр	21-24	14	4
Кукурудза	13-15	35	18
Гречка, боби	15-18	18	5
Горох	12-15	18	10
Соняшник	10-12	40	25

Таблиця 7.2.

Показник	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	пшениця	жито	просо	соняшник	гречка	горох	боби	кукурудза	пшениця	жито
Урожайність, ц/га:										
зерна	20	18	25	15	17	20	18	45	25	12
соломи	30	25	22	15	17	22	21	20	20	21
q_0 , кг/с·м	0,25	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,26
f	0,6	0,65	0,7	0,75	0,62	0,63	0,72	0,75	0,79	0,7
$d\omega / dt$	7,5	8,0	7,6	10	11	9	8,5	8,7	9,0	9,3
V_6 , м/с	30	28	25	13	15	12	15	10	32	29
V_m , м/с	3	3,5	2,4	2,5	2	2,3	2	2,8	2,5	3
$B_{ж}$, м	6	7	6,6	5,6	6	6	7	4,2	6	7
Кількість планок	6	8	10	12	6	8	10	12	6	8

Подачу зерна і соломи визначають за наступними залежностями, кг/с:

$$q_z = 0,01 Q_z \cdot B_{\text{ж}} \cdot V_{\text{м}} \quad (7.2)$$

$$q_c = 0,01 Q_c \cdot B_{\text{ж}} \cdot V_{\text{м}} \quad (7.3)$$

де Q_z і Q_c – урожайність відповідно зерна і соломи, ц/га; $V_{\text{м}}$ – робоча швидкість комбайна, м/с; $B_{\text{ж}}$ – ширина захвату жатки комбайна, м.

Відношення:

$$\beta = q_c / (q_c + q_z) \quad (7.4)$$

називається коефіцієнтом соломистості.

З формули (7.4) отримуємо:

$$q_c = \frac{Q_z \beta}{1} - \beta \quad (7.5)$$

Або

$$\frac{q_c}{q_z} = \frac{\beta}{1} - \beta \quad (7.6)$$

Приймемо $q_c/q_z = m$, тобто маємо відношення маси соломи до маси зерна. Тоді:

$$m = \frac{\beta}{1} - \beta \quad (7.7)$$

Або

$$\beta = \frac{m}{1} + m \quad (7.8)$$

Діаметр барабана (м) розраховується за формулою:

$$D_6 = \frac{V_6 \cdot \Delta t \cdot i}{\pi} \quad (7.9)$$

де i – кількість бил барабана; $i=6,8,10,12$. (тільки парні значення);

Δt – проміжок часу між ударами сусідніх бил; $\Delta t=0,0045-0,0075$ с.

Довжина молотильного барабана дорівнює:

$$L_6 = \frac{q}{q_0 i} \quad (7.9)$$

де q_0 – допустима подача маси на 1 м довжини била; $q_0=0,25-0,35$ кг/см (за вологості маси 14–18 %).

Частота обертів барабана розраховується за формулою:

$$n_6 = \frac{30V_6}{\pi r} \quad (7.10)$$

де $r=D_6/2$, м.

Кутову швидкість барабана визначають за формулою:

$$\omega = \frac{V_6}{r} \quad (7.11)$$

Потужність на привод молотильного пристрою розраховується за формулою:

$$N_0 = \frac{qV_6^2}{1000(1-f)} \quad (7.12)$$

де f – коефіцієнт пропорційності, що враховує опір при протягуванні хлібної маси; $f=0,6-0,75$.

Потужність на холостий хід барабана:

$$N_{xx} = \frac{A\omega + B\omega^2}{1000} \quad (7.13)$$

де A і B – коефіцієнти пропорційності; $A=0,3\text{Н}\cdot\text{м}$, $B=9,7\cdot 10^{-4}\text{Н}\cdot\text{м}/\text{с}$ на 1 м довжини барабана.

Сумарна потужність на привод молотильного барабана:

$$N = N_0 + N_{xx} \quad (7.14)$$

Момент інерції барабана визначають за формулою:

$$J = N_0/\omega \cdot d\omega/dt \quad (7.15)$$

де $d\omega/dt$ – кутове прискорення; $d\omega/dt=7,5-15\text{с}^{-2}$.

Втрати зерна за молотильним барабаном можна визначити за виразом:

$$n_6 = k_3 \cdot e^{-I_d \mu_6} \quad (7.16)$$

де k_3 – вміст зерна, %;

$$k_3=1-\beta_c \quad 0,4 \quad (7.17)$$

β_c – коефіцієнт соломистості культури; (для 1го варіанту $30/50=0,6$

μ_6 – коефіцієнт сепарації підбарабання.

Цей коефіцієнт визначають за рівнянням:

$$\mu_6 = \frac{1,7 \cdot 10^{-3} q}{5} \quad (11.18)$$

Довжина деки розраховується за формулою:

$$l_d = 0,5(D_6 + \delta_1 + \delta_2)\psi \quad (11.19)$$

де δ_1 і δ_2 – мінімальні зазори відповідно на вході і на виході з барабана, м;

ψ – кут обхвату декою барабана; для наближених розрахунків $\psi=2,6$ рад (150°).

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Для визначення основних геометричних та кінематичних параметрів бильного і штифтового молотильного апаратів будують розгортку штифтового поля барабана. Після цього необхідно зазначити вихідні дані відповідно до варіанту (табл. 7.2–7.4). Далі виконуються такі етапи:

1. Використовуючи формули (7.2) і (7.3), обчислюють секундну подачу зернової і незернової частин врожаю.

2. За допомогою формул (7.4), (7.6) і (7.7) визначають коефіцієнт соломистості маси β та відношення маси соломи до маси зерна m .

3. Розраховують геометричні параметри барабана: діаметр D_6 , довжину L_6 за допомогою залежностей (7.8) та (7.9), а також частоту його обертів n_6 за формулою (7.10).

4. За рівнянням (7.11) визначають кутову швидкість барабана (ω).

5. Використовуючи залежності (7.12), (7.13), (7.14) та (7.15), обчислюють енергетичні показники роботи молотильного барабана: потужність на обмолот N_6 , потужність на холостий хід $N_{х.х.}$, сумарну потужність на привід барабана N , а також його приведений момент інерції J .

6. Використовуючи формули (7.19), (7.18), (7.17) та (7.16), обчислюють втрати зернової частини врожаю за молотильним пристроєм η_b .

7. Для побудови теоретичних залежностей $\eta_b=f(\mu_b)$ і $\mu_b=f(q)$ приймають значення подачі $q=3$ кг/с, $q=4$ кг/с, $q=6$ кг/с, $q=8$ кг/с, $q=10$ кг та $q=12$ кг/с. Після складання рівнянь (7.2) та (7.3) отримаємо, що

$$8. \quad q = 0.01QB_{\text{ж}}V_{\text{м}}$$

З цієї залежності

$$V_{\text{м}} = \frac{q}{0.01QB_{\text{ж}}}$$

Після визначення значення $V_{\text{м}}$ для заданих q будують графік $\eta_b=f(V_{\text{м}})$.

Таблиця 7.3

Параметри комбайна для орієнтовного визначення класу
комбайна

Клас комбайна	Потужність, кВт	Ширина захвату жатки, м	Маса, т	Місткість бункера, м ³	Площа, м ²	
					очисника	соломо- тряса
3	59	3,1	4,9	2,4	2,37	3,44
4	80	3,8	6,8	3,4	3,03	4,17
5	106	4,1	8,4	4,7	3,59	4,84
6	122	4,8	9,1	5,2	4,13	5,82
7	133	5,1	9,7	6,0	4,49	5,99
8	143	5,3	10,2	6,4	4,89	6,67
9	165	5,7	11,0	6,7	5,00	6,67
11	184	6,1	12,0	7,3	5,75	8,28

Таблиця 7.4

Технічні характеристики комбайнів та їх клас

Фірма	Тип	Ширина молотар- ки, м	Площа соломотряса, м ²	Ефективна площа сепарат., м ²	Площа очисника (решіт), м ²	Місткість бунке- ра, м ³	Потужність дви- гуна, кВт (к. с.)	Індекс	Клас
CLAAS	CO228CS	1,58	-	-	6,12	10,0	243 (330)	136	11
NEW HOLLAND	TF-46	1,56	-	-	6,50	9,15	243 (330)	134	11
CLAAS	DO 48	1,58	6,93	12,03	6,12	7,50	199 (270)	123	10
JOHN DEERE	2066	1,67	7,68	10,62	5,83	7,50	199 (270)	114	9
MASSEY-F	MF 40 PS	1,68	6,69	10,43	5,40	7,90	195 (265)	112	9
DEUTZ-F	4080 HTS	1,52	6,69	9,97	5,75	7,50	194 (250)	108	8
MDW	517	1,62	7,68	9,83	6,18	5,50	168 (228)	104	8
FIATAGRI	3890	1,60	7,25	8,43	5,51	6,50	147 (200)	93	7
CASE IH	8900	1,40	6,13	7,10	4,50	6,40	147 (200)	82	7
MASSEY-F	MF-30	1,40	6,30	7,20	4,50	5,20	110 (150)	76	6
JOHN DEERE	9440	1,36	5,56	6,51	4,11	6,40	123 (167)	75	6
NEW HOLLAND	TX-30	1,04	3,48	6,21	3,70	4,90	103 (140)	67	5
JOHN DEERE	1166	1,04	3,90	5,39	3,5	4,40	92 (125)	60	5
SAMPO	SR 2050	1,12	4,60	4,93	3,40	3,30	74 (100)	53	4
DEUTZ-F	34.80	1,11	3,83	4,63	3,10	3,30	78 (106)	52	4
SAMPO	SR 2045	1,12	4,60	4,93	3,40	3,30	64 (87)	51	3
FORD NH	8030	1,04	3,79	4,46	2,80	3,13	67 (91)	47	3
CASE IH	3600	1,12	3,20	3,69	2,40	2,60	63 (85)	41	2
SAMPO	680	1,03	5,52	4,32	1,04	2,50	62 (84)	39	2
FIATAGRI	3300	0,87	3,07	3,70	2,17	2,30	56 (76)	38	1
MASSEY-F	MF-8	0,78	1,40	1,90	0,70	0,8	40 (55)	19	1

Питання для самоконтролю

1. Які чинники впливають на вибір типу молотильного пристрою зернозбирального комбайна?
2. Як обчислюється середня подача хлібної маси в молотильний апарат бильного типу?
3. Як здійснюється розрахунок довжини бильного барабана?
4. Як визначається частота обертання молотильного барабана?
5. Для чого необхідно будувати розгортку штифтового барабана молотильного апарата?
6. Які фактори впливають на ефективність роботи молотильного пристрою зернозбирального комбайна?
7. Як впливає зміна вологості на подачу маси в молотильний апарат?
8. Яким чином обчислюється потужність, необхідна для обмолоту на молотильному барабані?
9. Як визначити коефіцієнт соломистості для конкретного виду культури?
10. Як можна зменшити втрати зерна під час обмолоту в молотильному апараті?
11. Як розрахувати кутову швидкість молотильного барабана і що на неї впливає?
12. Що таке коефіцієнт сепарації і як він впливає на роботу молотильного пристрою?
13. Як розрахувати втрати зерна за молотильним пристроєм та які фактори на них впливають?
14. Яким чином можна оптимізувати енергетичні показники роботи молотильного барабана?
15. Як змінюється ефективність молотильного апарата при різних параметрах подачі хлібної маси?

Практична робота №8

Тема: Аналіз втрат зерна під час збирання

Кожна операція технологічного процесу збирання врожаю виконується певним робочим або транспортуючим органом (елементом), що безпосередньо впливає на хлібну масу чи продукти її обмолоту. Зі збільшенням кількості операцій у технологічному процесі кількість механічних впливів на матеріал зростає, що призводить до змін його фізичних і механічних властивостей. У результаті хлібна маса поступово піддається обмолоту, а також відбувається процес сепарації зерна.

На рисунку 17 представлено структурну схему технологічного процесу роботи зернозбиральних машин. Кожна операція в роботі цих машин може бути охарактеризована за вмістом зерна на різних етапах технологічного процесу: необмолоченого X_i , вільного, що йде сходом Y_i ; що виділяється через сепарувальну поверхню Z_i .

Під час проходження через комбайн хлібна маса обмолочується на різних ділянках технологічного процесу, хоча переважно це відбувається в молотильному пристрої. У кожному конкретному випадку обмолот здійснюється як за рахунок першого удару, так і за рахунок витирання під час подальшого протягування маси.

Кількість необмолоченого зерна після i -ї операції:

$$X_i = X_{i-1} \cdot e^{-c_i V_i - \alpha_i l_i} \quad (8.1)$$

де c_i - коефіцієнт, що враховує обмолот хлібної маси за рахунок першого удару робочого органу;

V_i - швидкість удару робочого органа по масі;

α_i - коефіцієнт, що характеризує інтенсивність обмолоту хлібної маси в зоні дії робочого органа;

l_i - довжина зони дії робочого органа.

Якщо $l_i = 0$, то за цієї операції хлібна маса обмолочується тільки за рахунок одиничного удару. Тоді

$$X_i = X_{i-1} \cdot e^{-c_i V_i} \quad (8.2)$$

Кількість вільного зерна, що міститься в воросі після i -ої операції

$$Y_i = X_{i-1} \cdot (1 - e^{-c_i V_i - \alpha_i L_i}) \quad (8.3)$$

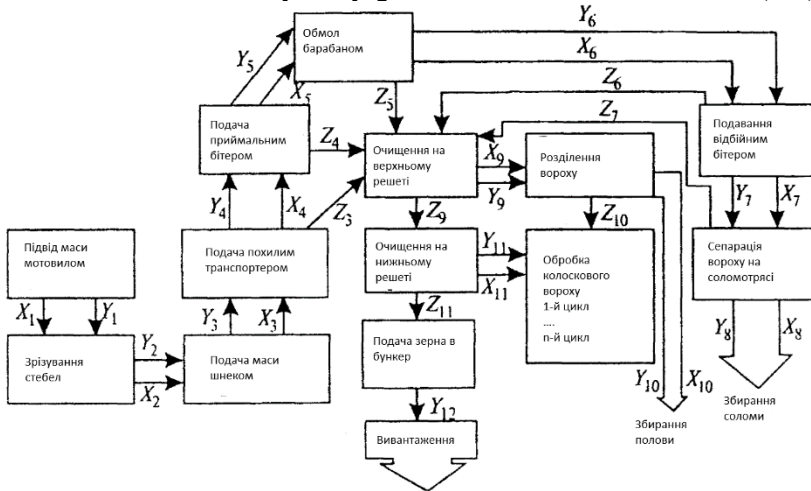


Рис. 8.1. Структурна схема технологічного процесу роботи зернозбиральних машин: X_i - вміст необмолоченого зерна; Y_i - вміст вільного зерна; Z_i - кількість зерна, що виділяється через решета.

Це зерно подається до наступного робочого органу. Якщо на ділянці, що розглядається, є сепаруюча поверхня, то одна частина обмолоченого зерна просипається через решето, а інша йде сходом до наступного робочого органу. Кількість зерна, що йде сходом до наступного робочого органу, для різних випадків обчислюють за формулами:

тільки сепарація (верхнє решето очищення, подовжувач верхнього решета):

$$Y_i = Y_{i-1} \cdot e^{-\mu_i L_i} \quad (8.4)$$

обмол за рахунок одиничного удару і подальша сепарація (відбійний бітер - соломотряс):

$$Y_i = Y_{i-1} + X_{i-1} \cdot (1 - e^{c_i V_i}) \cdot e^{-\mu_i L_i} \quad (8.5)$$

обмол за рахунок удару по хлібній масі першою планкою і витирання під час її протягування в молотильному пристрої з одночасною сепарацією зерна (молотильно-сепарувальні пристрої будь-якого типу):

$$Y_i = Y_{i-1}e^{-\mu_i L_i} + X_{i-1} \cdot \left(e^{-\mu_i L_i} + \frac{\mu_i e^{-c_i V_i - \mu_i L_i - \alpha_i e^{-c_i V_i - \alpha_i L_i}}}{\alpha_i - \mu_i} \right) \quad (8.6)$$

тільки сепарація з додатковою подачею вільного зерна по всій довжині сепарувальної поверхні (нижнє решето):

$$Y_i = Y' \cdot \frac{\mu_i}{\mu_3 - \mu_1} \cdot (e^{-\mu_1 L} - e^{-\mu_3 L}) \quad (8.7)$$

де Y' - подача вороху на початок верхнього решета;

L - довжина сепарувальної поверхні;

μ - коефіцієнт сепарації.

Кількість зерна, що пройшло через сепарувальну поверхню, коли на ділянці, яку розглядають, відбувається тільки сепарація:

$$Z_i = Y_{i-1} \cdot (1 - e^{-\mu_i L_i}) \quad (8.8)$$

обмол за рахунок одиничного удару і подальша сепарація;

$$Z_i = \left(Y_{i-1} + X_{i-1} \cdot (1 - e^{c_i V_i}) \right) \cdot (1 - e^{-\mu_i L_i}) \quad (8.9)$$

обмол за рахунок удару по хлібній масі першою планкою і витирання при протягуванні маси в молотильному просторі з одночасною сепарацією зерна:

$$Z_i = Y_{i-1} \cdot (1 - e^{-\mu_i L_i}) + X_{i-1} \cdot \left(1 - e^{-\mu_i L_i} + \frac{\mu_i e^{-c_i V_i - \mu_i L_i - \alpha_i e^{-c_i V_i - \alpha_i L_i}}}{\alpha_i - \mu_i} \right) \quad (8.10)$$

Коефіцієнти c_i , α_i і μ_i залежать від фізико-механічних властивостей обмолочуваної маси, конструктивних і режимних параметрів робочих органів.

За формулами (8.1), (8.3), (8.7) можна визначити схід необмолоченого та вільного зерна після i -ї операції, а отже, розрахувати втрати необмолоченим та вільним зерном у

сходах із соломотряса та подовжувача верхнього решета очищення.

Наведені математичні моделі показників якості функціонування технологічного процесу роботи збиральних машин описують сукупність усіх виконуваних операцій. Їхній аналіз показує, що повнота обмолоту і сепарації зерна в молотарці комбайна має ітераційний характер і залежить як від фізико-механічних властивостей хлібної маси або продуктів обмолоту, так і від конструктивних і режимних параметрів елемента системи, який розглядають, і тих, що йому передують, кожен з яких змінював стан матеріалу.

Практична частина

Вихідні дані. Значення коефіцієнтів c_i , α_i і μ_i , а також необхідних конструктивних і режимних параметрів комбайна наведено в таблиці 8.1.

Таблиця. 8.1

Вихідні дані до аналізу втрат зерна

Операція	l_i , м	L_i , м	V_i , м/с	$c_i \cdot 10^3$	α_i	μ_i
1	2	3	4	5	6	7
Підведення маси мотовилом	0*-(1 ...5) 0.1*-(6...10) 0,2*-(11,,15) 0.3*-(16..20) 0.4*-(21..25) 0,5*-(25.30)	0	1.14-(1 ...5) 1,57- (6...10) 2.0-(11 ...15) 2.37-(16...20) 2,64—(21...25) 3,04-(25...30)	1,15	0,011	0
Подання маси шнеком	0-(1 ...5) 0.5-(6...10) 1.0-(11..15) 1,0-(16..20) 2,0-(21..25) 2.0-(25...30)	0	3.92	6.56	0	0
Подача маси похилим транспортером	0-(1 ...5) 0.3-(6...10) 0,6-(11..15) 1.0-(16...20) 1,2-(21..25) 0-(25...30)	0-(1..5) 0.3-(6. 10) 0.6-(11..15) 1,0-(16-20) 1,2-(21-25) 0-(25...30)	2.91-(1...5) 3,4-(6...10) 4.0-(11...15) 4,5-(16...20) 5,2-(21...25) 5,7-(25...30)	3.5	0.48	1.093
Подання маси приймальним бітером	0	0	7.48	1.75	0	0
Обмол маси барабаном	0.76	0,76	12.56-(1...5) 17.48-(6...10) 22.3-(11...15) 27.5-(16....20) 33.2-(21...25) 40.7-(25...30)	35.4	4.476	2.933

Продовження табл. 8.1

1	2	3	4	5	6	7
Подавання маси відбійним бітером на соломотряс	0	0	17.23	43.4	0	0
Сепарація вороху на соломотрясі	0	3.96	0	0	0	1.8
Очищення вороху на верхньому решеті	0	1.14	0	0	3.1-(1...5) 3.4-(6...10) 3.7-(11... 15) 4.0-(16...20) 4.3-(21-25) 4.6-(25...30)	0
Поділ вороху на подовжувачі	0	0.25	0	0	4,7-(1...5) 5.1-(6...10) 5.3-(11...15) 5.6-(16...20) 6.0-(21...25) 6.2-(25...30)	0
Очищення вороху на нижньому решеті	0	1.14	0	0	4,7-(1...5) 5,1-(6...10) 5.5-(11...15) 6..0-(16...20) 6.3-(21...25) 6.6-(25...30)	0

У дужках вказані номери варіантів.

* Ступінь впливу мотовила на хлібостій.

l_i - довжина зони дії робочого органа, L_i - довжина сепаруючої поверхні, V_i - швидкість удару робочого органа по масі, c_i - коефіцієнт, що враховує обмолот хлібної маси за

рахунок першого удару робочого органа, що враховує обмолот хлібної маси за рахунок першого удару робочого органа, α_i - коефіцієнт, що характеризує інтенсивність обмолоту хлібної маси в зоні дії робочого органа, μ_i - коефіцієнт сепарації.

Порядок виконання роботи

За формулою (8.1) обчислити вміст необмолоченого зерна після кожної операції відповідно до заданого варіанта. Результати розрахунків занести в таблицю 8.2.

Таблиця 8.2

Вміст зерна після i -ї операції

Операція	Зерно		
	Необмолочене X_i	вільне	
		що йде сходом Y_i	що просипається через сепарувальну поверхню Z_i

2. За формулами (8.3)...(8.10) визначити сходження вільного зерна до наступного робочого органу після кожної операції та його сепарацію на розглянутій ділянці технологічного процесу. Результати розрахунків занести в таблицю 2.

3. За результатами розрахунків побудувати графіки вмісту необмолоченого і вільного зерна, що сходять до наступного робочого органу після кожної операції.

4. За результатами розрахунків визначити втрати необмолоченим і вільним зерном за соломотрясом або молотильно-сепарувальним пристроєм (для роторних комбайнів) і очищенням.

5. Виявити можливі способи зниження втрат зерна та подальшого вдосконалення конструкції зернозбиральних комбайнів.

Питання для самоконтролю

1. Назвіть марки сучасних вітчизняних зернозбиральних комбайнів?
2. Від чого залежить пропускна здатність зернозбирального комбайна?
3. За яких умов збирання вигідніше використовувати однобарабанні чи двобарабанні комбайни?
4. Як впливає соломистість рослинної маси на пропускну здатність зернозбирального комбайна.

Практична робота №9

Тема: Розрахунок основних параметрів очищення комбайна

Мета: використовуючи деякі дані із пр. роботи №6 визначити параметри решіт грохота та вентилятора

Сучасні зернозбиральні комбайни, зазвичай, оснащуються однією системою очищення, що включає вентилятор, дві коливні решета та транспортувальні пристрої (рис. 9.1).

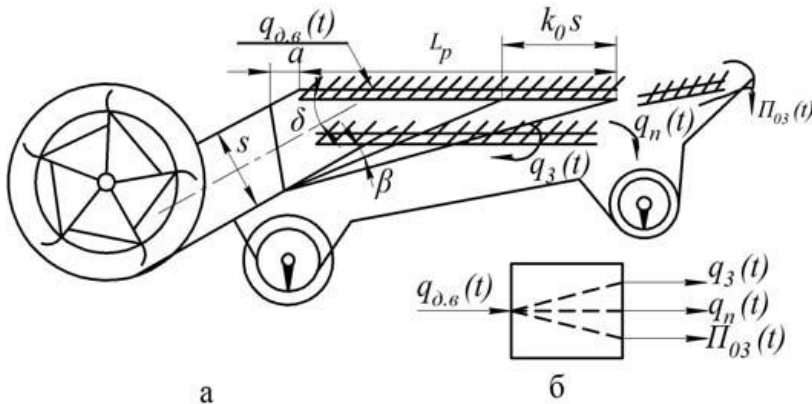


Рис. 9.1. Схеми системи очищення зернозбирального комбайна: а – технологічна; б – функціональна.

У більшості конструкцій решета мають регульований живий переріз (жалюзійні), а вентилятор відцентровий. Розташування вихідного каналу і верхнього решета повинно бути таким, щоб повітряний потік рівномірно обробляв решето по всій його довжині L_p . Якщо верхня кромка каналу знаходиться на рівні решета і має відстань a від нього, то:

$$L_p + a = s \left(k_0 + \frac{\cos \beta}{\sin(\delta - \beta)} \right) \quad (9.1)$$

де s – висота каналу;

δ – кут нахилу повітряного потоку до площини решета;

β – кут розширення струменя;

k_0 – коефіцієнт, що враховує відхилення повітряного потоку решето.

Виразимо s :

$$s = \frac{(L_p + a) \sin(\delta - \beta)}{\cos \beta + k_0 \sin(\delta - \beta)} \quad (9.2)$$

Процес взаємодії повітряного потоку з дрібним ворохом, що поступає на решето, є складним. Розміри решіт і конфігурація простору для роботи повітряного потоку визначаються експериментальними даними і багаторічним досвідом конструювання систем очищення.

Рівняння матеріального балансу вороху в системі очищення має вигляд:

$$q_{\text{д.в.}}(t) = q_3(t) + \Pi_{03}(t) + q_{\text{п}}(t) \quad (9.3)$$

де $q_3(t)$, $\Pi_{03}(t)$ та $q_{\text{п}}(t)$ – три вихідних потоки зерна, втрат вільного зерна і вороху, що йде на повторний обмолот.

Як правило, дані щодо дійсного характеру зміни $q_{\text{д.в.}}(t)$ відсутні. Для конструювання і розрахунку елементів системи очищення використовують усереднену подачу $q_{\text{рд.в}}$ дрібного вороху, що поступає на очищення.

Розрахунок $q_{\text{д.в.}}^{\text{р}}$ здійснюють за балансом зерна, що надходить в молотарку, без урахування втрат. Якщо розрахункова подача рослинної маси $q_{\text{р}}$, а відносний вміст зерна в цій масі β , то:

$$q_{\text{дв}}^{\text{р}} = \frac{\beta q_{\text{р}}}{\beta_{\text{в}}} \quad (9.4)$$

$$q_{\text{дв}}^{\text{р}} = (1 - \beta_{\text{с}} \cdot k) q_{\text{р}} \quad (9.5)$$

де $\beta_{\text{в}}$ – відносний вміст зерна в дрібному вороху; для розрахунків приймають $\beta_{\text{в}}=0,75-0,90$.

k – коефіцієнт, що характеризує вологість зерна ω_3 .

Для пшениці:

$\omega_3 < 10\%$, $k=0,6-0,7$

$\omega_3 = 10-15\%$ $k=0,7-0,8$

$\omega_3 > 15\%$, $k=0,8-0,9$

Площу решета F_p визначають за допустимим навантаженням $q_{д.в.доп}$ на 1 м^2 решета:

$$F_p = B_p L_p = \frac{q_{дв}^p}{q_{д.в.доп}} \quad (9.6)$$

Рекомендується $q_{д.в.доп} 1,5\text{--}2,5 \text{ кг/с}$ на 1 м^2 решета.

Ширину решета B_p приймають рівною ширині соломотряса B_s і узгоджують з допустимим навантаженням $q_{д.в.доп}$, що припадає на 1 дм ширини:

$$B_p = \frac{q_{дв}^p}{q_{д.в.доп}} \quad (9.7)$$

Для регульованих жалюзійних решіт при збиранні сухих незасмічених хлібів $q_{д.в.доп}=0,15\text{--}0,17 \text{ кг/с дм}$ для важких умов збирання навантаження зменшують до $q_{д.в.доп} \approx 0,10\text{--}0,12 \text{ кг/с дм}$.

Для комбайнів вітчизняного виробництва КЗС-9 “Славутич” мають параметри $L_p=1018 \text{ мм}$, $B_p=1440 \text{ мм}$ для верхнього решета і $B_p=1256 \text{ мм}$ для нижнього.

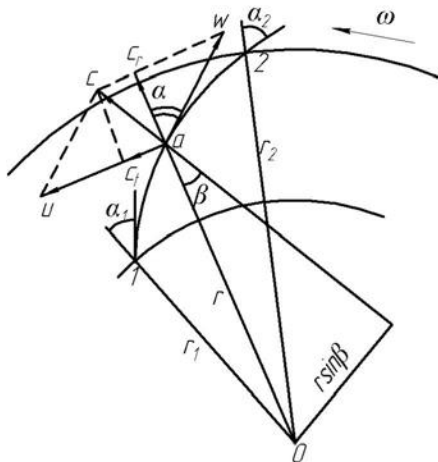


Рис. 9.2. Виведення рівняння відцентрового вентилятора
У сучасних зернозбиральних комбайнів параметри систем очищення знаходяться в таких межах:

1. **Кут нахилу решіт до горизонту:** $3\text{--}7^\circ$;

2. **Амплітуда коливань решіт:**
 - Для верхнього решета: 60–80 мм;
 - Для нижнього решета: 30–40 мм;
3. **Частота коливань решіт:** 200–300 хв⁻¹.

Вибір і обґрунтування основних параметрів вентилятора

Відцентрові вентилятори часто використовуються в системах очищення зернозбиральних комбайнів. Теоретичний розрахунок основних параметрів вентилятора базується на рівнянні Ейлера для теоретичного тиску H_t , що створюється вентилятором при припущенні, що робоче колесо має нескінченне число лопатей і їх товщина дорівнює нулю.

Розглянемо лопать 1–2, яка обертається навколо центра О з кутовою швидкістю ω . Форма лопаті визначається зміною кута α (від α_1 на вході до α_2 на виході) між дотичною до поверхні лопаті і радіус-вектором r . Кількість руху маси m' (кг/с) повітря на відстані $r=Oa$ буде $m's$, а момент кількості руху відносно цього центра визначається як $M=m' \cdot crs \sin\beta$, де s — абсолютна швидкість частки повітря.

$$\Delta M = M_2 - M_1 = m'(r_2 c_{t2} - r_1 c_{t1}) \quad (9.8)$$

Енергія дорівнюватиме:

$$L = \Delta M \omega = m'(u_2 c_{t2} - u_1 c_{t1}) \quad (9.9)$$

де індекси 1 і 2 належать відповідно до точок 1 і 2 лопаті;

u - колові швидкості.

Теоретичний тиск (напір) вентилятору можна визначити за допомогою рівняння Ейлера:

$$H_T = \frac{L}{W} \rho (u_2 c_{t2} - u_1 c_{t1}) \quad (9.10)$$

де u — колова швидкість, c_t — швидкість повітря у точках 1 і 2.

Провівши певні підстановки рівняння (9.10) набуде вигляду:

$$H_T = H_{t0} - B_T W \quad (9.11)$$

$$H_{t0} = \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2)$$

$$B_T = \frac{\rho \omega (\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1)}{2\pi B_B} \quad (9.12)$$

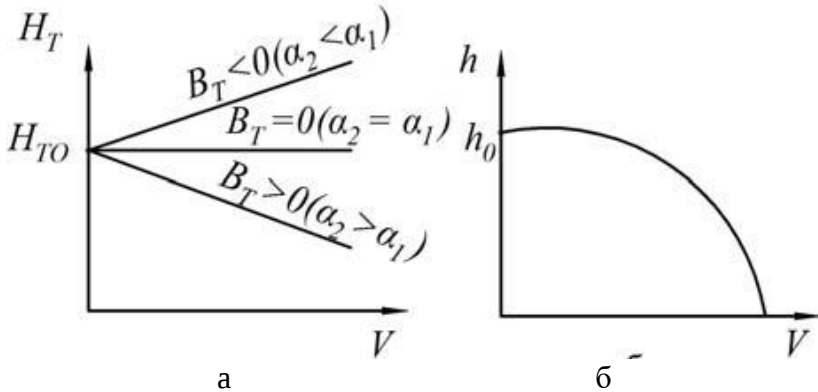


Рис. 9.3. Напірні лінії: а – теоретичні; б – дійсна

З урахуванням кінцевого числа лопатей і втрат, дійсний тиск h , який створюється вентилятором, можна виразити як:

$$h = h_0 - B' \cdot W - B'' \cdot W^2 \quad (9.13)$$

де B' і B'' — коефіцієнти, що враховують кінцеве число лопатей і втрати у вентиляторі.

Це співвідношення можна виразити так:

$$\frac{H_T}{n^2} = 0.5\rho \left(A_1 - \frac{A_2 W}{n} \right) \quad (9.14)$$

$$A_1 = 2\pi^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{900}; A_2 = \frac{(\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1)}{30 B_B} \quad (9.15)$$

Отже, за постійного манометричного ККД вентилятора (де $\eta = h/H_t$) певної конструкції будуть справедливі такі основні співвідношення:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \frac{W_1}{W_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \quad (9.16)$$

де N — потужність, необхідна для створення потоку з витратою W і тиском h .

Розрахунок вентилятора полягає у визначенні його основних геометричних розмірів, частоти обертання n та необхідної потужності N для приводу. Для цього основними параметрами є середня швидкість повітряного потоку c''' на виході з каналу, витрата повітря W та загальний тиск h . Швидкість потоку повітря визначається аеродинамічними властивостями компонентів вороху, який очищується. Для ефективного відділення легких домішок, таких як половиця чи частки соломи, швидкість потоку повітря повинна бути трохи меншою за критичну швидкість зерна. Критична швидкість змінюється в широких межах і має нормальний розподіл. Для пшениці, жита та ячменю мінімальна критична швидкість зерна становить 8–9 м/с.

Для розрахунку швидкості потоку повітря під час очищення вороху на жалюзійному решеті Б.Г. Турбін пропонує наступну формулу:

$$c'' = V_{\text{кр.мін}} \sqrt{\frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}} \quad (9.17)$$

де $V_{\text{кр.мін}}$ — мінімальна критична швидкість зерна;

φ — кут тертя;

α — кут нахилу елемента жалюзі до горизонту.

Витрату повітря обчислюють за формулою:

$$W = B_B s c'' \quad (9.18)$$

де B_B — ширина вентилятора.

Повний тиск складається з динамічного h_d та статичного h_s тиску:

$$h = h_d + h_s$$

$$k = \sqrt{\frac{h_d}{h_s + h_d}} \quad (9.19)$$

$$h_s = \left(\frac{1}{k^2 - 1} \right) h_d \quad (9.20)$$

Для вентиляторів зернозбиральних машин значення k коливається в межах 0,22–0,24, що дає $h_s \approx (16,5–20)h_d$.

Щодо розмірів робочого колеса вентилятора, внутрішній діаметр D_1 і зовнішній діаметр D_2 мають наступні співвідношення:

$$D_1 = (0,35 - 0,5) \cdot D_2, D_0 = (0,65 - 0,8) \cdot D_2, D_2 = (1,65 - 2,5) \cdot s.$$

де s — розмір решета.

Частота обертання робочого колеса вентилятора регулюється в межах $450 - 1000 \text{ хв}^{-1}$.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Розрахунок параметрів і режимів роботи очистки проводять у певній послідовності, починаючи з визначення основних геометричних розмірів та характеристик компонентів очистки. До складу робочих органів очистки входять: стрясна дошка, вентилятор, верхнє решето очистки, подовжувач решета очистки, нижнє решето очистки та скатна дошка.

1. Визначення ширини решета очистки:

Ширину решета грохоту $B_{гр}$ у непрямоточному комбайні обчислюють за формулою:

$$B_{гр} = 0,9B \quad (9.21)$$

де $B_{гр}$ — ширина решета грохоту, м;

B — ширина соломотряса, м.

Для молотильного апарата бильного типу ширину решета визначають за формулою:

$$B = (1.0 \dots 1.1)L_б \quad (9.22)$$

де $L_б$ — довжина барабана молотильного апарата, м (значення беруть з попередніх розрахунків).

Для молотильного апарата штифтового типу ширину решета визначають за іншою формулою:

$$B = (1.2 \dots 1.4)L_б \quad (9.23)$$

2. Обчислення маси вороху, що надходить на грохот:

Масу вороху $q_{гр}$, що надходить на грохот в одиницю часу, обчислюють за формулою:

$$q_{\text{гр}} = \frac{\beta}{\beta_{\text{гр}}} q_{\text{ср}} \quad (9.24)$$

де $q_{\text{гр}}$ — маса вороху, що надходить на грохот, кг/с;

β — коефіцієнт, що характеризує вміст зерна в загальній масі. Коефіцієнт β обчислюється за наступною формулою:

$$\beta = \frac{q_z}{q_z + q_c}$$

де q_z — подача зерна, кг/с;

q_c — подача соломи, кг/с (значення беруть з попередніх розрахунків).

Коефіцієнт $\beta_{\text{гр}}$ для вороху, що надходить на очистку, має значення в межах 0,75–0,90, де нижнє значення використовується для забруднених мас, а верхнє — для чистих.

Середню подачу хлібної маси в молотильний пристрій $q_{\text{ср}}$ можна визначити за формулою:

$$q_{\text{ср}} = 0.01 \frac{Q_z \cdot B_{\text{ж}} \cdot V_m}{\beta} \quad (9.25)$$

де $B_{\text{ж}}$ — ширина захвату комбайна, м;

V_m — швидкість руху комбайна, м/с;

Q_z — урожайність зерна, ц/га.

3. Визначення довжини очистки:

Довжину очистки $L_{\text{гр}}$ обчислюють за формулою:

$$L_{\text{гр}} = \frac{q_{\text{гр}}}{B_{\text{гр}} q''} \quad (9.26)$$

де $L_{\text{гр}}$ — довжина очистки, м;

$q_{\text{гр}}$ — маса вороху, що надходить на очистку, кг/с;

$B_{\text{гр}}$ — ширина очистки, м (приймається рівною 1,27 м);

q'' — секунднє навантаження на одиницю площі решета, для жалюзійних регульованих решіт $q''=0,8-1,4$ кг/с/м²

Процес очистки в молотарках працює ефективно, якщо товщина шару вороху не перевищує 4–6 см, тому після визначення розмірів решета очистки завжди перевіряють товщину шару вороху.

4. Розрахунок товщини шару вороху:

Товщину шару вороху h' на решеті очистки обчислюють за формулою:

$$h' = \frac{q_{гр}}{B_{гр} V_{ср} \gamma_v} \quad (9.27)$$

де h' — товщина шару вороху, м;

$q_{гр}$ — подача вороху на очистку, кг/с;

$B_{гр}$ — ширина грохоту, м;

$V_{ср}$ — середня швидкість відносного переміщення вороху по решету, м/с;

γ_v — щільність вороху, що рухається по поверхні решета, кг/м³.

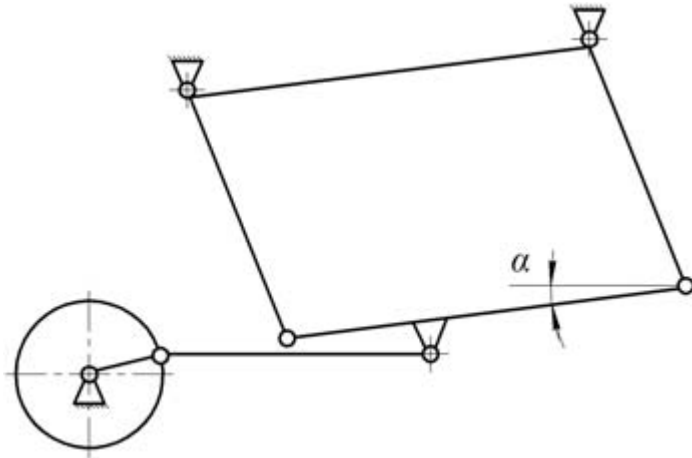


Рис. 9.4. Схема механізму приводу очистки

У рівнянні (9.27) невідомою величиною є $V_{ср}$ — середня швидкість переміщення вороху по решету, м/с.

5. Визначення середньої швидкості відносного переміщення вороху по решету:

Середню швидкість відносного переміщення вороху по решету визначають за допомогою рівняння:

$$V_{\text{ср}} = \frac{(S_1 - S_2)n}{60} \quad (9.28)$$

де S_1, S_2 — переміщення вороху по поверхні решета відповідно до виходу і по напрямку до барабана, м;

n — число обертів приводного вала, хв^{-1} .

Переміщення вороху по решету за одне коливання можна визначити графоаналітичним методом, який був запропонований професором Б.А. Бергом. Якщо решето отримує горизонтально спрямовані коливання (рис. 9.4), і його рух мало відрізняється від прямолінійного гармонійного коливального руху, то для аналізу використовують діаграму зміни швидкості V , прискорення j решета, а також швидкості руху вороху u в період його переміщення по поверхні решета, побудовану в прямокутних координатах.

При сталому кутовому обертанні вала кривошипа приводного механізму очистки, кут повороту кривошипа φ' буде пропорційним часу, тобто $\varphi' = \omega t$. На осі абсцис відзначають час у секундах, що відповідає кутам повороту кривошипа (рис. 9.5): $\pi/4$; $\pi/2 \dots 3\pi$.

Час $t = \varphi' / \omega$ відповідно дорівнюватиме $\pi/4\omega$; $\pi/2\omega \dots 3\pi/\omega$. На осі ординат відкладають швидкість решета V , його прискорення j і швидкість переміщення вороху по решету u .

Швидкість решета V і прискорення j розраховують за наступними формулами:

$$\begin{aligned} V &= \omega r \sin \omega t; & V_{\text{max}} &= \omega r; \\ j &= \omega^2 r \cos \omega t; & j_{\text{max}} &= \omega^2 r. \end{aligned}$$

Критичні прискорення, що визначаються з умови рівності сил, що діють уздовж поверхні решета, знаходяться за рівнянням:

при русі вороху вгору по решету:

$$j_2 = \text{tg}(\varphi_2 + \alpha)$$

при русі вороху вниз по решету:

$$j_1 = \text{gtg}(\varphi_1 - \alpha)$$

де φ_1, φ_2 — кути тертя вороху по решету при русі відповідно по напрямку повітряного потоку ($\varphi_1=25^\circ$) та назустріч йому ($\varphi_2=40^\circ-50^\circ$);

g — прискорення вільного падіння;

α — кут нахилу решета.

Ці прискорення відповідають граничному випадку, коли сила тертя вороху по решету і рушійна сила рівні. Для того, щоб рух вороху по решету відбувався, величина прискорення повинна бути трохи більшою за граничне значення (на 10%). Тому прискорення, за яких відбуватиметься рух вороху вгору і вниз по решету, обчислюють відповідно:

$$j'_2 = 1.1\text{gtg}(\varphi_2 + \alpha) \quad (9.29)$$

$$j'_1 = 1.1\text{gtg}(\varphi_1 - \alpha) \quad (9.30)$$

Критичні прискорення j'_1 і j'_2 зображаються на діаграмі прямими, паралельними осі абсцис. У разі руху вперед (до виходу з молотарки) протягом часу t очистка і ворох мають однакову швидкість до точки К. У точці К ворох відривається від поверхні решета.

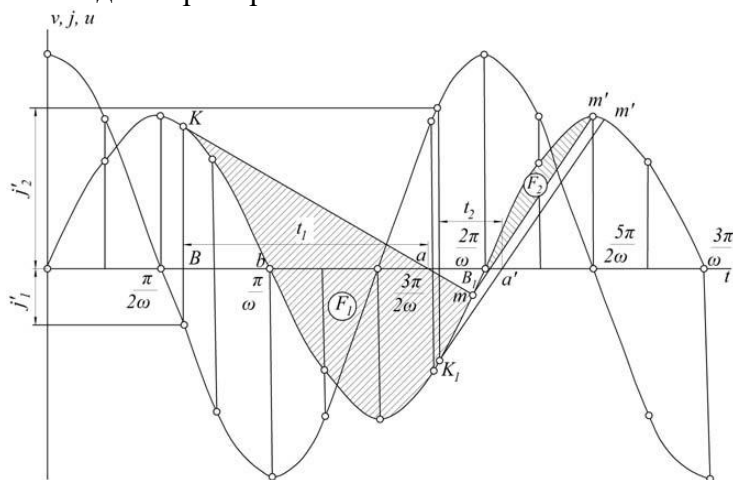


Рис. 12.5. Графічне визначення характеру відносного руху вороху та величини відносної швидкості.

Після цього моменту ворох починає самостійний рівномірно уповільнений рух. Швидкість решета змінюється за синусоїдальним законом $V = \omega r \sin(\omega t)$, а швидкість вороху змінюється за законом прямої лінії, яка є дотичною до синусоїди в точці К. Для зручності проведення дотичної визначають час, протягом якого швидкість вороху u зменшується від швидкості в точці К, рівної V_k , до нуля. Це дозволяє знайти другу точку прямої на осі абсцис, по якій змінюватиметься швидкість руху вороху по решету. Час t_1 визначається орієнтовно за формулами:

$$u = 0; u = V_k - j'_1 t_1; 0 = V_k - j'_1 t_1;$$

Значення часу t_1 відкладають на осі абсцис від точки В. Лінія Ка на графіку показує зміну швидкості ковзання вороху по поверхні решета. Протягом часу, що показаний відрізком ба (рис. 9.5), решето рухається вперед, а ворох, що відірвався від решета, продовжує рухатися вперед і зупиняється, коли зміна часу досягне точки а, де швидкість вороху дорівнює нулю. З цього моменту решето, що рухається назад, починає захоплювати ворох, надаючи йому рівномірно прискорений рух назад. Швидкість вороху змінюватиметься за тим самим законом прямої лінії, яка є продовженням лінії Ка. Швидкість вороху буде негативною, оскільки рух відбувається в зворотному напрямку.

У точці m, де ця пряма перетинається з синусоїдою, швидкості решета та вороху будуть однаковими. Тому зміна напрямку руху вороху, що відірвався від решета, зображується на діаграмі прямою лінією Km, дотичною до синусоїди в точці К. Відносне переміщення вороху по поверхні решета під час його руху вперед зображене на діаграмі площею Kab, а під час руху решета назад — площею abm.

Повне відносне переміщення вороху по поверхні решета становить площу:

$$F_1 = F(Kab) + F(abm)$$

За час одного оберту вала решето повертається у початкове положення, і відносно переміщення стає нульовим, а переміщення вороху по поверхні решета дорівнює його абсолютному переміщенню.

Переміщення S_1 вороху по решету вперед визначається площею F_1 у вибраному масштабі, що є добутком масштабів швидкості $[V]$ та часу $[t]$:

$$S_1 = F_1[V][t]$$

Аналогічно визначається переміщення вороху S_2 назад по поверхні решета. На діаграмі це переміщення зображується площею F_2 , що дає величину S_2 у масштабі діаграми:

$$S_2 = F_2[V][t]$$

Загальне переміщення вороху по решету за один оберт вала кривошипа буде:

$$S = S_1 - S_2$$

Середню швидкість переміщення вороху по решету можна знайти за формулою:

$$V_{\text{ср}} = \frac{S_n}{60}$$

Приклад: Кут нахилу решета до горизонту $\alpha=3^\circ$ (рис. 9.4), кут тертя вороху по решету при русі в напрямку повітряного потоку $\phi_1=25^\circ$, кут тертя при русі назустріч потоку $\phi_2=45^\circ$, радіус кривошипа $r=20$ мм, число обертів вала приводу решета $n=270$ хв⁻¹, щільність вороху $\gamma_B=150$ кг/м³.

1. Визначити величини, необхідні для побудови графіків швидкості V та прискорення j (див. таблицю 9.1).

2. Обчислити прискорення j_1' , при якому відбудеться переміщення вороху до виходу з молотарки:

$$j_1'=1,1 \cdot 9,81 \cdot \tan(25^\circ-3^\circ)=1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,4=4,33 \text{ м/с}$$

3. Обчислити швидкість V_k , що відповідає прискоренню j_1' , за рівнянням:

$$V_k=B_k \cdot \mu_{\text{шв}}$$

Таблиця 9.1

Результати розрахунку проміжних значень швидкості та прискорення решета

Кут повороту кривошипа $\varphi' = \omega t$, град	Час повороту t , с	Швидкість решета $V = \omega r \sin \omega t$, м/с	Прискорення решета $j = \omega^2 r \cos \omega t$, м/с ²
0	0	0	15.9
45	0.0278	0.394	11.13
90	0.0556	0.564	0
135	0.0834	0.394	-11.13
180	0.1112	0	-15.9

Час t приймається в інтервалі $\pi/4\omega, \pi/2\omega, \dots, 3\pi/\omega$.

ВК – значення швидкості в масштабі;

$\mu_{\text{шв}}$ – масштаб швидкості, де $\mu_{\text{шв}} = 0,075$ м/с в одному сантиметрі. Підставляючи числові значення у формулу (9.9), отримуємо, що:

$$V_k = 7 \cdot 0.075 = 0.525 \text{ м/с}$$

4. Обчислюємо час t_1 , за який швидкість переміщення вороху u зменшиться від величини V_k до нуля:

$$t_1 = V_k / j'_1$$

де t_1 — час, за який швидкість руху вороху знизиться від V_k до нуля, с;

j'_1 — прискорення решета, м/с².

$$t_1 = \frac{0.525}{4.33} = 0.121 \text{ с.}$$

5. Відкладаємо значення часу $t_1 = 0,121$ с у прийнятому масштабі від точки В і знаходимо точку а:

$$Ba = \frac{t_1}{\mu_{\text{ч}}} = \frac{0.121}{0.01} = 12. \text{ см}$$

де $\mu_{\text{ч}}$ — масштаб часу, $\mu_{\text{ч}} = 0,01$ с в одному сантиметрі. Пряма K_m відображає зміну швидкості руху маси вздовж решета.

6. Визначаємо величину прискорення j_2' , при якому ворох буде рухатись назустріч повітряному потоку, за формулою (9.28):

$$j_2' = 1.1 \cdot 9.81 \cdot \operatorname{tg}(45 + 3) = 1.1 \cdot 9.81 \cdot 1.11 = 12.0 \text{ м/с}^2$$

7. Обчислюємо значення швидкості решета V_{K_1} , що відповідає прискоренню j_2' , за рівнянням:

$$V_{K_1} = 5.2 \cdot 0.075 = 0.39 \text{ м/с}$$

8. Визначаємо час t_2 , протягом якого швидкість переміщення вороху u зменшиться від V_{K_1} до нуля:

$$t_2 = \frac{V_{K_1}}{j_2'} = \frac{0.39}{12} = 0.032 \text{ с.}$$

9. Відкладаємо значення часу $t_2=0,032$ с у прийнятому масштабі від точки B_1 , знаходимо точку a' і проводимо пряму через точки K_1 та a' , яка перетинається з траєкторією зміни швидкості решета в точці m' .

10. Для визначення площі F_2 проводимо лінію mm' паралельно лінії K_1m' . Площа F_1 в масштабі дає переміщення вороху по решету до виходу, а площа F_2 — переміщення вороху назустріч повітряному потоку.

11. Обчислюємо площі F_1 і F_2 . У нашому прикладі:

$$F_1=6600 \text{ мм}^2, F_2=600 \text{ мм}^2.$$

12. Визначаємо переміщення вороху S по решету за один оберт вала за формулою:

$$S = F_1 \mu_{\text{ч}} \mu_{\text{шв}} - F_2 \mu_{\text{ч}} \mu_{\text{шв}}$$

де $\mu_{\text{ч}}=0,001$ с в 1мм та $\mu_{\text{шв}}=0,0075$ м/с в 1 мм.

$$S = (6000 - 600) \cdot 0,001 \cdot 0,0075 = 0,0045$$

13. Визначаємо середню швидкість руху вороху по решету, скориставшись виразом (9.28):

$$V_{\text{ср}} = \frac{0.045 \cdot 270}{60} = 0.2 \text{ м/с}$$

14. Розраховуємо товщину шару вороху на решеті при $V_{гр}=1,27$ м, $q_{рп}=1,67$ кг/с, $\gamma=150$ кг/м³ за формулою (9.27):

$$h' = \frac{1.67}{1.27 \cdot 0.2 \cdot 150} = 0.044 \text{ м}$$

1. Для визначення продуктивності вентилятора використовується формула:

$$W_{пов} = \lambda \cdot \varepsilon \cdot q_{ср} \quad (9.35)$$

Де $W_{пов}$ — продуктивність вентилятора, м³/с;

λ — коефіцієнт, який враховує необхідну кількість повітря на 1 кг середньої подачі вороху, $\lambda=1,6-2,2$ м³/с;

ε — коефіцієнт, що враховує кількість полови, яку треба видалити, $\varepsilon=0,2-0,25$;

$q_{ср}$ — середня подача хлібної маси в барабан, кг/с.

При значеннях $q_{ср}=3,58$ кг/с $\lambda=2,2$, $\varepsilon=0,2$, за формулою отримаємо:

$$W_{пов} = 2.2 \cdot 0.2 \cdot 3.58 = 1.57 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Для визначення швидкості повітряного потоку у вихідному отворі $V_{вих}$ використовуємо формулу:

$$V_{вих} = \alpha_k V_{кр} \quad (9.36)$$

Де α_k — коефіцієнт, що враховує збільшення критичної швидкості;

$V_{кр}$ — критична швидкість, м/с (значення критичних швидкостей для складових вороху наведено в таблиці 9.2).

У нашому випадку, якщо $V_{кр}=5$ м/с і $\alpha_k=2$, за формулою отримаємо:

$$V_{вих} = 2 \cdot 5 = 10 \text{ м/с}.$$

Таблиця 9.2

Значення критичних швидкостей для складових вороху

Складові фракції вороху	$V_{кр}$, м/с	α_k
Соломисті частинки завдовжки до 100 мм	5,0-6,0	1,1-1,7
Полова	1,0-4,0	1,9-3,7
Збоїни	4,0-5,0	2,5-5,0

3. Динамічний тиск, створюваний вентилятором, визначається за формулою:

$$h_d = \frac{\gamma_B V_{вих}^2}{2g} = \frac{1.2 \cdot 100}{2 \cdot 9.81} = 6.12 \text{ кг/м}^2 \quad (9.37)$$

Де h_d — динамічний тиск, кг/м^2 ;

$\gamma_B = 1,2 \text{ кг/м}^3$ — питома маса повітря;

$V_{вих}$ — швидкість повітря у вихідному отворі вентилятора, м/с;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — прискорення сили тяжіння.

4. Статичний тиск h_s обчислюється як:

$$h_s = 2h_d = 2 \cdot 6.12 = 18.36 \text{ кг/м}^2$$

5. Повний дійсний тиск:

$$H_d = h_s + h_d = 6.12 + 18.36 = 24.48 \text{ кг/м}^2$$

6. Теоретичний тиск, створюваний вентилятором, визначається за формулою:

$$H_T = \frac{H_d}{\eta} = \frac{24.48}{0.5} = 48.96 \text{ кг/м}^2 \quad (9.38)$$

H_T — теоретичний тиск, кг/м^2 ;

$\eta = 0,5$ — коефіцієнт корисної дії вентилятора.

Підставляючи значення:

7. Висота вихідного отвору S_3 :

$$S_3 = \frac{(L_{гп} + a)}{\frac{\cos \beta}{\sin(\delta - \beta)} - k_0} \quad (9.39)$$

де δ — кут нахилу повітряного потоку до площини решета; $\delta = 22^\circ - 34^\circ$;

β — кут розширення повітряного потоку; $\beta = 12^\circ - 16^\circ$;

а – координата переднього кінця решета відносно верхнього ребра каналу, мм;

$L_{гр}$ – довжина решета; $L_{гр} = 1020$ мм;

k_0 – коефіцієнт відхилення повітряного потоку решетою; ($k_0 = 0,5-0,6$)..

8. Діаметр вхідного отвору $D_{вих}$:

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{2W_{пов}}{\pi V_{вих}}} \quad (9.40)$$

де $W_{пов}$ – кількість повітря, що подається, м³/с;

$V_{вих}$ – швидкість повітряного потоку у вхідному отворі; $V_{вих} = 8$ м/с }.

9. Внутрішній діаметр робочого колеса:

$$D_1 = 0.95 D_{вих} = 0.32 \text{ м}$$

Зовнішній діаметр:

$$D_1 = 1.6 D_{вих} = 0.534 \text{ м}$$

Число обертів вала вентилятора:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{N_{тг}}{\gamma_B(r_2^2 - r_1^2)}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{48.96 \cdot 9.81}{1.2(0.267^2 - 0.16^2)}} = 940 \text{ хв}^{-1} \quad (9.41)$$

де r_2 – відповідно зовнішній та r_1 – внутрішній радіуси робочого колеса, м;

10. Потужність двигуна:

$$N_d = \frac{W_{пов} N_{тг}}{102 \eta_{пер}} \quad (9.42)$$

де $\eta_{пер} = 0.95$.

Обчислення:

$$N_d = \frac{1.57 \cdot 48.96}{102 \cdot 0.95} = 0.79 \text{ кВт}$$

Таблиця 9.3

Вихідні дані до розрахунку параметрів і режимів роботи очистки зернозбирального комбайна

№ варіанту	Кут нахилу решета до горизонту α , град	Кут тертя вороху по решету (град) при русі відносно повітряного потоку		Радіус кривошипа r , мм	Число обертів вала привода решета n , хв^{-1}
		По напрямку φ_1	Проти напрямку φ_2		
1	3	25	45	20	270
2	5	25	40	25	250
3	4	27	43	22	260
4	6	25	40	20	240
5	3	26	42	25	300
6	5	25	45	25	250
7	4	26	43	20	260
8	6	27	45	20	240
9	5	25	43	30	250
10	4	25	43	20	260

Питання для самоконтролю:

1. Опишіть основні принципи методики визначення параметрів та режимів роботи решіт, зокрема врахування їх конструкції, кута нахилу, частоти коливань та інших характеристик.

2. Поясніть напрямки дії сил інерції на матеріал, що знаходиться на решеті, та умови, за яких матеріал може переміщуватися поверхнею решета.

3. Розкрийте фізичний зміст рівняння Ейлера, яке використовується для розрахунку теоретичного тиску, створюваного вентилятором, враховуючи динаміку потоку повітря.

4. Поясніть поняття повного тиску повітря під час роботи вентилятора, а також значення і відмінності між статичним і динамічним тиском.

5. Опишіть, як визначається потужність вентилятора, з урахуванням його ефективності та створюваного тиску.

6. Розкажіть про процес розрахунку необхідної витрати повітря вентилятором залежно від вимог до очищення та конструкції системи.

7. Охарактеризуйте методику обчислення геометричних параметрів вентилятора, таких як діаметри вхідного і вихідного отворів, висота каналу та робоче колесо.

8. Як впливають конструктивні особливості решіт на якість очищення та ефективність їхньої роботи?

9. Яким чином визначають критичну швидкість повітряного потоку для різних компонентів вороху?

10. Які основні чинники впливають на вибір кута нахилу решета?

11. Як визначається оптимальна частота коливань решета для забезпечення ефективного переміщення матеріалу?

12. У чому полягає значення коефіцієнтів, що враховують характеристики вороху, у формулах для визначення параметрів роботи вентилятора?

13. Як розраховується висота шару матеріалу на решеті залежно від його продуктивності та характеристик?

14. Які фактори слід враховувати під час вибору коефіцієнта корисної дії вентилятора?

15. Яким чином статичний та динамічний тиск впливають на продуктивність системи очищення?

16. Як співвідносяться розрахункові параметри вентилятора з його експлуатаційними характеристиками?

17. Чому важливо правильно визначити витрати повітря у вентиляційній системі?

18. Як оцінюють енергоефективність роботи вентилятора в залежності від його навантаження?
19. Як правильно врахувати опір повітря в каналах системи очищення?
20. Які особливості розрахунку параметрів вентилятора для різних типів сільськогосподарських культур?

Список використаних джерел

1. Bratov K. Engineering review of agricultural machinery. Tillage Research - New Systems for Sustainable Crop Production [Working Title]. Aug, 2025. Tillage Research - New Systems for Sustainable Crop Production

2. Parvin N., Coucheney E., Gren I.-M., Andersson H., Elofsson K., Jarvis N., Keller T. On the relationships between the size of agricultural machinery, soil quality and net revenues for farmers and society. Soil Securyty. Vol 6, March, 2022. URL: <https://doi.org/10.1016/j.soisec.2022.100044>

3. Войтюк Д. Г., Мартишко В. М., Гуменюк Ю. О., Волянський М. С., Сівак І. М., Курка В. П. Практикум з теорії та розрахунку сільськогосподарських машин : навчальний посібник. Київ : НУБіП України, 2024. 203 с.

4. Сільськогосподарські машини. URL: <https://vukladach.pp.ua/MyWeb/manual/agroinjenerija/Agricultural%20machinery/Zmist/Zmist.htm>

5. Zhu Y., Zhang Y., Piao H. Does agricultural mechanization improve the green total factor productivity of China's planting industry? *Energies*, 15(3), article number 940, 2022. DOI: [10.3390/en15030940](https://doi.org/10.3390/en15030940)