

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

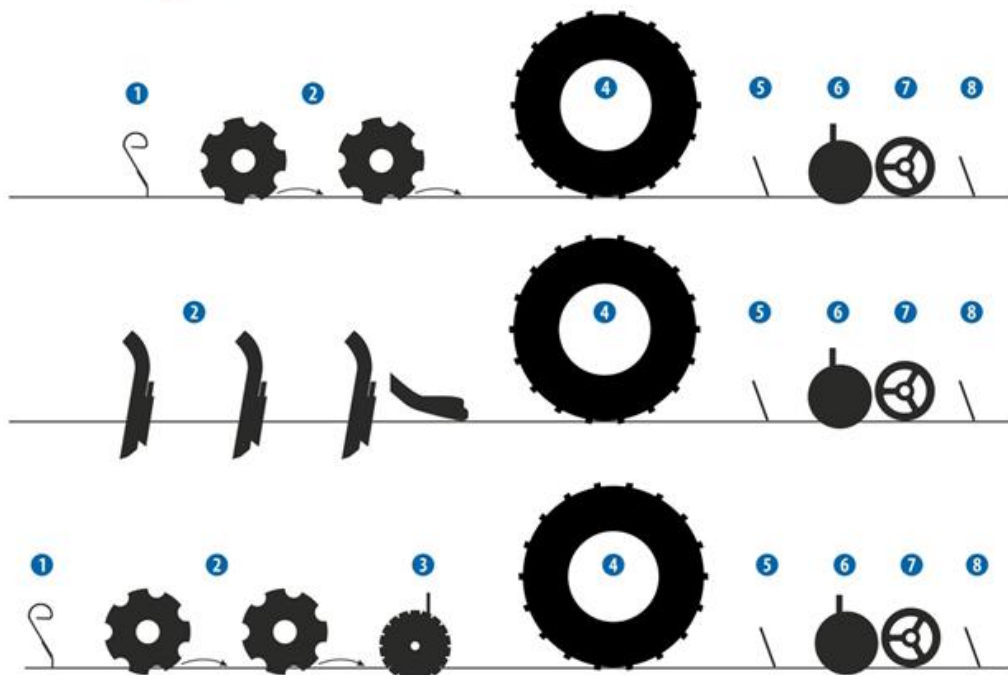
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра машин та обладнання сільськогосподарського виробництва

Веселовська Н.Р., Шаргородський С.А., Руткевич В.С.

КОНСТРУКЦІЯ, РОЗРАХУНОК І
ВИРОБНИЦТВО СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН

Методичні вказівки для виконання практичних робіт та самостійної роботи
здобувачів



Веселовська Н.Р., Руткевич В.С., Шаргородський С.А. Конструкція розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин. Методичні вказівки для виконання практичних робіт та самостійної роботи здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, галузі знань 13 «Механічна інженерія» за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», денної та заочної форм навчання – Вінниця: ВНАУ, 2023. – 117 с.

Рецензенти:

Поліщук Л.К., д.т.н., професор, завідувач кафедри галузевого машинобудування (Вінницький національний технічний університет).

Холодюк О.В., к.т.н., доцент кафедри агроінженерії та технічного сервісу (Вінницький національний аграрний університет).

Наведено основні теоретичні положення та методику аналітичного і графічного визначення параметрів, режимів використання робочих органів та механізмів сільськогосподарських машин. Запропоновано завдання для самостійного опрацювання і виконання, рекомендації щодо розв'язання типових задач.

Матеріали видання можуть бути використані здобувачами в курсовому проектуванні, у виконанні кваліфікаційних робіт, а також магістрами, аспірантами - в проведенні наукових досліджень, фахівцями - в практичній роботі.

Затверджено і рекомендовано до друку навчально-методичною комісією
Вінницького національного аграрного університету
(протокол №4 від 28 листопада 2023 р.)

ПЕРЕДМОВА

Викладання дисципліни «Конструкція, розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин» передбачає здобуття здобувачами глибоких знань з теорії та розрахунку технологічних процесів і робочих органів машин, які необхідні для високоефективного використання технічних засобів механізації в агропромисловому виробництві, проведення глибоких досліджень, спрямованих на вдосконалення існуючих, створення нових машин і технологій.

Відповідно до освітньо-кваліфікаційних вимог фахівця агропромислового виробництва повинен уміти виконувати технічні, кінематичні, енергетичні та інші розрахунки машин та їх робочих органів і вузлів.

Навчальна програма дисципліни включає виконання розрахунково-графічних робіт з метою засвоєння основ теорії і розрахунку робочих процесів сільськогосподарських машин.

Виконання роботи розпочинається з вивчення теорії і розрахунку робочих процесів машин, обґрунтованого підходу до вибору параметрів і режимів робочих органів залежно від конкретних умов роботи та осмисленого підходу до тієї чи іншої розрахунково-графічної роботи.

Під час виконання роботи здобувач має звернути увагу на особливості будови, технологічного процесу та умови використання робочих органів, механізмів та сільськогосподарських машин в цілому. При цьому необхідно враховувати технічні рішення, які реалізовані в конструкціях машин і використовуються на сучасній сільськогосподарській техніці.

Для поглибленого вивчення і закріплення матеріалу по окремих темах з визначення режимів роботи і параметрів сільськогосподарських машин запропоновано задачі, які здобувачі розв'язують самостійно.

Методичні рекомендації складено відповідно до освітньо-кваліфікаційної характеристики та освітньо-професійної програми підготовки здобувачів галузі знань 13 «Механічна інженерія» напряму підготовки 133 «Галузеве машинобудування».

У результаті вивчення навчальної дисципліни здобувач повинен сформулювати такі програмні компетентності:

інтегральну компетентність (ІК):

ІК. Здатність особи розв'язувати складні спеціалізовані задачі та практичні проблеми у певній галузі професійної діяльності або у процесі навчання, що передбачає застосування певних теорій та методів відповідних наук і характеризується комплексністю та невизначеністю умов.

загальні компетентності (ЗК):

ЗК1. Здатність до абстрактного мислення.

ЗК4. Здатність до пошуку, оброблення та аналізу інформації з різних джерел.

ЗК5. Здатність генерувати нові ідеї (креативність).

спеціальні (фахові, предметні) компетентності (ФК):

ФК4. Здатність втілювати інженерні розробки у галузевому машинобудуванні з урахуванням технічних, організаційних, правових, економічних та екологічних аспектів за усім життєвим циклом машини: від проектування, конструювання, експлуатації, підтримання працездатності, діагностики та утилізації.

ФК6. Здатність оцінювати техніко-економічну ефективність типових систем та їхніх складників на основі застосування аналітичних методів, аналізу аналогів та використання доступних даних.

ФК8. Здатність реалізовувати творчий та інноваційний потенціал у проектних розробках в сфері галузевого машинобудування.

ФК11. Здатність проектувати спеціальні машини та обладнання для забезпечення технологічних процесів в рослинництві.

ФК12. Здатність проектувати спеціальні машини та обладнання для забезпечення технологічних процесів в тваринництві.

Програмні результати навчання відповідно до освітньої програми:

ПРН4. Здійснювати інженерні розрахунки для вирішення складних задач і практичних проблем у галузевому машинобудуванні.

ПРН8. Розуміти відповідні методи та мати навички конструювання типових вузлів та механізмів відповідно до поставленого завдання.

Вивчення даної дисципліни формує у здобувачів освіти соціальні навички (softskills): комунікативність (реалізується через: метод роботи в парах та групах, метод самопрезентації), робота в команді (реалізується через: метод проєктів), лідерські навички (реалізується через: робота в групах, метод проєктів, метод самопрезентації).

ЗМІСТ

Передмова.....	3
Практична робота №1	
Побудова лобового контуру циліндроїдальної (гвинтової) робочої поверхні плужного корпусу.....	6
Практична робота №2	
Схемне відображення лемішного плуга.....	11
Практична робота №3	
Проектування технологічної схеми дискового луцильника (борони)...	19
Практична робота №4	
Визначення основних параметрів робочого органа ґрунтообробної фрези.....	23
Практична робота №5	
Побудова зубового поля борони.....	28
Практична робота №6	
Розміщення розпушувальних лап на рамі культиватора.....	32
Практична робота №7	
Розрахунки основних експлуатаційно-технологічних показників посівних машин.....	37
Практична робота №8	
Розрахунок параметрів сегментно-пальцевих різальних апаратів.....	47
Практична робота №9	
Розрахунок параметрів очистки зернозбирального комбайна.....	62
Практична робота №10	
Розрахунок параметрів і режимів роботи клавішного соломотряса.....	79
Практична робота №11	
Схемне відображення зернозбиральної машини	
Тестові завдання.....	87
Індивідуальні завдання.....	94
Рекомендована література.....	114
Додатки.....	116

Практична робота №1

ПОБУДОВА ЛОБОВОГО КОНТУРУ ЦИЛІНДРОЇДАЛЬНОЇ (ГВИНТОВОЇ) РОБОЧОЇ ПОВЕРХНІ ПЛУЖНОГО КОРПУСУ

Мета роботи – ознайомити здобувачів із основними принципами побудови поперечно-вертикальної проекції циліндроїдальної (гвинтової) робочої поверхні плужного корпусу.

1. Теоретичні відомості

1.1. Задачі, що вирішуються при проектуванні робочих органів лемішних плугів

За В.П. Горячкіним, раціональним є спосіб проектування поверхонь робочих органів лемішних плугів, що складається із послідовного виконання наступних задач:

- встановлення деформації, якої повинна зазнавати скиба при переміщенні її поверхнею робочого органу;
- підбір відповідно до цих деформацій форми робочої поверхні.

На сьогоднішній день ведуться розробки методів проектування робочих органів лемішних плугів, що передбачають вказаний вище спосіб. Проте на практиці при проектуванні даного класу машин вирішують поставлені задачі у зворотному порядку:

- задаються формою поверхні робочого органу;
- встановлюють деформації, які зазнає скиба при взаємодії із такою поверхнею.

Під час виконання практичних робіт ставиться завдання з розробки форми робочої поверхні, яка б забезпечила можливість обробітку ґрунту на задану глибину та із заданою шириною захвату. Також задаються діапазоном зміни кутів нахилу твірної та типом робочої поверхні. Таким чином, на основі набутого досвіду прогнозуються робочі властивості поверхні. Проте доопрацювання форми робочої поверхні можна здійснити лише тривалими експериментальними дослідженнями.

При проектуванні основного робочого органу плуга будуються вертикальна проекція робочої поверхні, проекції твірної у вертикальній та горизонтальній площинах, горизонтальна проекція робочої поверхні, криві перерізів поверхні поперечно-вертикальними та поздовжньо-вертикальними площинами, криві ортогональних перерізів і розгортка поверхні.

1.2. Побудова польового, верхнього та борозенного обрізів лобового контуру

Побудова починається із проведення осей креслення. Вертикальна вісь проводиться на відстані $2,5b$ (з урахуванням вибраного масштабу) від лівого краю аркуша листа, горизонтальна – на відстані $1,65b$ нижче верхнього краю аркуша, де b – ширина захвату корпусу плуга (рис. 1.1).

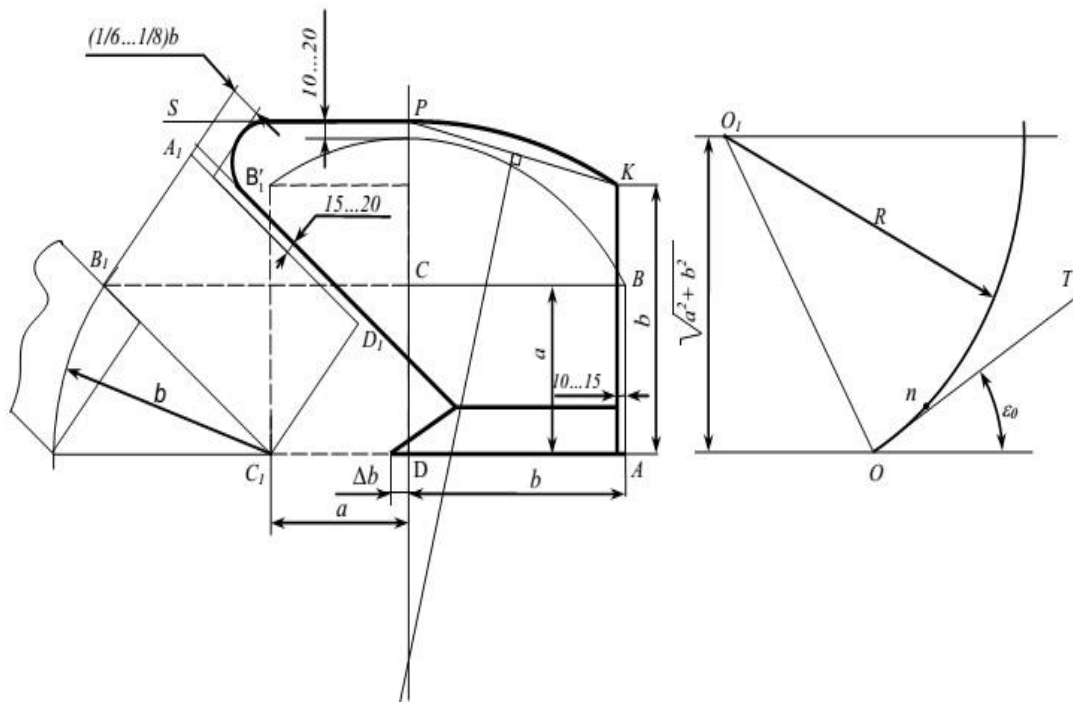


Рисунок 1.1 – Побудова поперечно-вертикальної (лобової) проекції циліндроїдальної робочої поверхні

У верхньому лівому квадраті аркуша будується переріз шару $ABCD$ за заданими параметрами a і b (a – глибина оранки). Викреслюється умовна схема переміщення шару під дією корпусу плуга, припускаючи, що переріз шару спочатку повертається відносно ребра D , а після того як прийме вертикальне положення, повертається відносно ребра C_1 . Будується кінцеве положення шару, при цьому він обертається до суміщення ребра B_1 з горизонтальною лінією на відстані a від дна борозни (рис. 1.1). За положенням ребра B_1 проводиться сторона шару B_1C_1 і на ній будується прямокутник $A_1B_1C_1D_1$.

Контури робочої поверхні корпусу у вертикальній проекції наносяться з міркувань, що у міру руху корпусу плуга у борозні скиба переміщується полицею і її ребро B описує дугу радіусом DB , що рівна діагоналі шару (рис.1). Через верхню точку полиці P , яка знаходиться на продовженні сторони DC вище дуги BB_1 на $20...30$ мм, проводиться горизонтальна пряма PS . Польові обрізи лемеша і полиці розташовані в одній площині, яка майже співпадає з профільною лінією стінки борозни і лише трохи відхилена вбік борозни у верхній частині обрізу для виключення задирання стінки ребром полиці. Верхня точка K польового обрізу знаходиться на висоті, що дорівнює ширині шару b , відступивши від стінки борозни (сторона AB шару) на $10...15$ мм. Ряд літературних джерел рекомендують польовий обріз полиці проводити від точки A до точки K похилою лінією, але для спрощення побудови вона

проводиться паралельно AB (рис.1), тобто без нахилу. Точка K з'єднується з верхньою точкою полиці P дугою кола, центр якого розташовують на перетині продовження вертикальної лінії PD і перпендикуляра до PK опущеного з його середини. Лінія KPS буде верхнім обрізом полиці.

Бічний (борозний) обріз полиці (рис.1) проводиться паралельно стороні A_1D_1 відваленої скиби із зазором у 15...20 мм, з метою уникнення задирання шару полицею.

Виліт крила полиці обмежується дугою, яка розташовується від площини грані A_1B_1 на відстані $(1/6...1/8)b$.

Лезо лемеша розміщується в площині дна борозни. Ширина захвату лемеша приймається такою, що дорівнює ширині шару збільшеній на величину перекриття корпусів Δb (Δb – перекриття корпусу, яке знаходиться в межах 25–75 мм) в сторону зораного поля мінус зазор 10...15 мм з боку польового обрізу, тобто $b+\Delta b-(10...15)$.

Контури *гвинтової поверхні* у вертикальній проекції будуються по крайньому положенню шару так само, як для циліндроїдальної поверхні (крім борозного обрізу та лінії стику лемеша з полицею).

Кут повороту скиби в момент сходження її з поверхні крила приймається рівним 140-150° (рис.1.2).

До побудови борозного обрізу та лінії стику лемеша з полицею будуються проекції твірних гвинтової поверхні.

Для зачистки дна борозни та зміщення в сторону ріллі ґрунту, що осипається з полиці, борозний край поверхні в її середній частині доводиться до дна борозни із зазором 20...25 мм.

1.3. Особливості побудови напрямної кривої

Напрямна крива є перерізом робочої поверхні полиці та лемеша вертикальною площиною, перпендикулярною до леза лемеша. Напрямною кривою може бути коло або парабола. Для спрощення побудов за напрямну криву можна прийняти дугу кола, центр якого знаходиться на висоті діагоналі шару ($\sqrt{a^2+b^2}$) від дна борозни (рис.1.1).

Для побудови дуги кола справа від вертикальної проекції (рис.1.1) вибирається на лінії дна борозни точка O і з неї проводиться пряма OT під заданим кутом ε_0 до дна борозни. Потім проводиться перпендикуляр з точки O до прямої OT і продовжується до перетину з горизонталлю, яка проведена на висоті діагоналі шару. Точка перетину є центром O_1 напрямної кривої. Радіусом O_1O описується дуга кола з центром у точці O_1 і на ній відкладається ширина лемеша On , яка становить 122 мм.

Через точку n (рис.1) проводиться горизонтальна лінія, яка на вертикальній проекції робочої поверхні є лінією стику полиці з лемешем. Кінець лінії стику знаходять у точці її перетину з лінією борозного обрізу полиці. Борозний обріз лемеша обмежується прямою, яка з'єднує кінець лінії стику з кінцем леза лемеша.

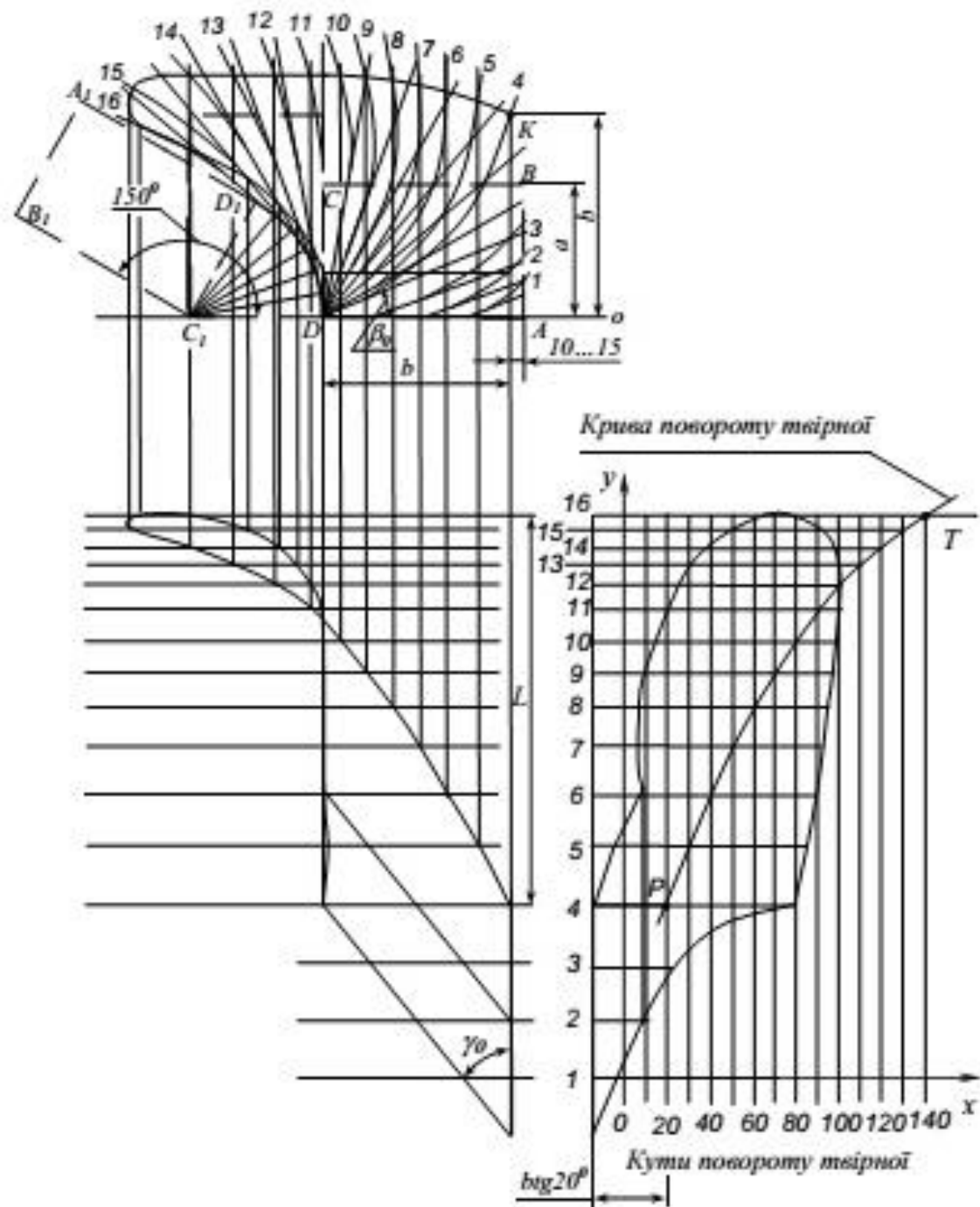


Рисунок 1.2 – Побудова гвинтової робочої поверхні

2. Порядок виконання роботи

Відповідно до варіанта здобувач вибирає у додатку А вихідні дані для побудови робочої поверхні плужного корпусу. На основі вибраних даних та користуючись теоретичними відомостями необхідно здійснити побудову поперечно-вертикальної проекції робочої поверхні плужного корпусу.

Побудова виконується олівцем, як правило у масштабі 1:2 або 1:2,5, інколи – 1:4, на аркуші міліметрового паперу формату А1.

3. Контрольні запитання

1. Яким є раціональний спосіб проектування поверхонь робочих органів лемішних плугів?
2. У якій послідовності на практиці здійснюють проектування поверхонь робочих органів лемішних плугів?
3. Які проекції будують при проектуванні основного робочого органу плуга, та які здійснюють допоміжні побудови?
4. Які параметри визначають форму лобової проекції робочої поверхні плужного корпусу?
5. Які обрізи робочої поверхні плужного корпусу існують?
6. На який кут повертається скиба ґрунту при її сходженні з гвинтової робочої поверхні?
7. Що являє собою напрямна крива?
8. Чим визначається висота розташування центра дуги кола у випадку задання направляючої кривої дугою кола?
9. Як визначають розташування лінії стику лемеша та полиці?

СХЕМНЕ ВІДОБРАЖЕННЯ ЛЕМІШНОГО ПЛУГА

Мета роботи – навчитись розробляти функціональну та принципову схеми сільськогосподарських машин на прикладі лемішного плуга.

1. Теоретичні відомості

1.1. Розробка функціональної схеми плуга

1.1.1. Розрахунок кількості робочих органів. На основі властивостей матеріалу, який обробляється, і тягового зусилля трактора, з урахуванням можливих витрат енергії проводиться розрахунок кількості робочих органів. При проектуванні плуга кількість корпусів n може бути визначена із залежності:

$$R_{пл} \eta = n k a b, \quad (2.1)$$

де $R_{пл}$ – тяговий опір плуга, Н;

η – к.к.д. плуга (він дорівнює 0,6-0,8);

k – питомий опір ґрунту, Па;

a і b – товщина і ширина шару (скиби), м.

Тягове зусилля плуга при його рівномірному русі дорівнює тяговому зусиллю трактора. За тягове зусилля трактора приймається клас тяги P_m .

1.1.2. Розрахунок ступеня завантаження двигуна енергетичного засобу. Для оптимізації режимів роботи ґрунтообробного агрегату використовують математичні моделі, які описують його функціонування. Наприклад, такою моделлю для оцінки витрати енергії при оранці буде раціональна формула акад. В.П. Горячкіна

$$R_{пл} = fG + kabn + \varepsilon abnv^2; \quad (2.2)$$

де f – коефіцієнт опору просуванню плуга у відкритій борозні;

G – вага плуга, Н;

ε – коефіцієнт швидкісного опору, Нс²/м³;

v – швидкість руху плуга, м/с.

Значення величин f , G , ε беруться з літературних джерел для машин аналогів, а швидкість оранки v рекомендується брати для розрахунків 7 км/год.

Використовуючи цю залежність, визначається ступінь завантаження двигуна трактора v . Цей показник за умови, що тягове зусилля трактора дорівнює класу тяги трактора P_m , знаходиться за формулою:

$$v = \frac{fG + kabn + \varepsilon abnv^2}{P_m} \quad (2.3)$$

Якщо $v > 1$, то двигун перевантажений, якщо v значно менше 1, то двигун недовантажений; оптимальні значення v знаходяться в межах: $0,96 < v < 1$.

Розрахунок ступеню завантаження двигуна проводиться за формулою (2.3) на ПЕОМ для випадків, коли коефіцієнт k в даній формулі приймає значення не тільки у відповідності до завдання, але і змінюватись на $\pm 20\%$. v також може змінюватись у вказаних межах відносно наведеного вище значення. Розрахунки проводяться з метою визначення умов, при яких

$$0,96 < v < 1 \quad (2.4)$$

Для виконання цього завдання студентам рекомендується використовувати електронні таблиці Microsoft Excel. При цьому крок зміни питомого опору ґрунту k та швидкості v приймають рівним 5% від заданих значень. За отриманими результатами розрахунку необхідно побудувати графік та вказати область, в якій двигун трактора буде працювати з оптимальним завантаженням (рис. 2.1).

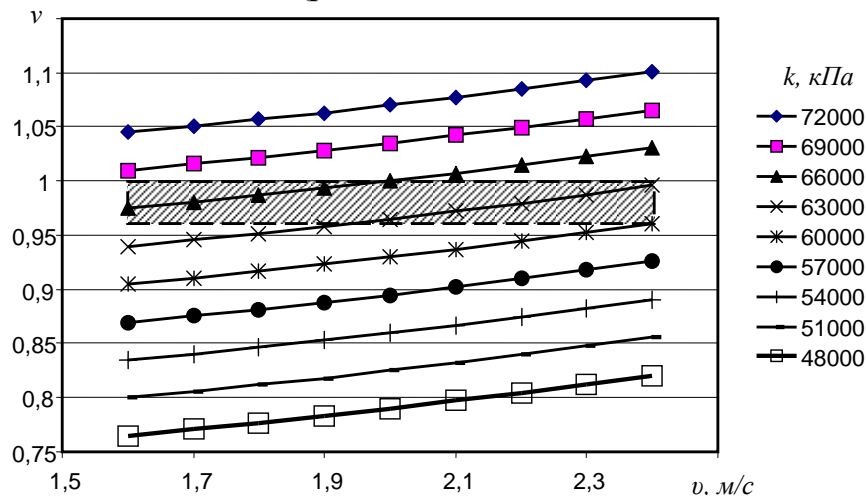


Рисунок 2.1 – Графік ступеня завантаженості двигуна

1.1.3. Побудова функціональної схеми машини. З врахуванням одержаних вище результатів розрахунків розробляється декілька варіантів конструкції машини, проводиться їх аналіз і вибирається кращий.

Для причіпних, начіпних та напівначіпних плугів застосовується одна конструктивна схема розташування робочих органів. Робочий орган на рамі плуга розташовують таким чином, щоб усунути втрати енергії на тертя по стінці борозни робочих органів, розташованих позаду. Для цього носки лемешів встановлені під кутом γ_0 до напрямку руху, повинні лежати на перетині поздовжніх ліній і лінії, яка відхилена від леза лемеша на кут тертя ґрунту по сталі φ . Поздовжні лінії умовно відображають гряділі рами, які розташовані одна відносно одної на віддалі ширини захвату b корпусу із деяким перекриттям $\Delta b = 25...75$ мм прийнятим при побудові робочої поверхні плуга (рис. 2.2).

Мінімальна віддаль між носками корпусів за довжиною плуга визначають з умови, щоб розташований спереду корпус не перешкоджав сколюванню і відвалюванню пласта заднім корпусом (рис. 2.3). Дану величину можна розрахувати за формулою

$$l = l_0 + \frac{a \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon_0 + \psi)}{\sin \gamma_0} - b \cdot \operatorname{ctg} \gamma_0, \quad (2.5)$$

де l_0 – довжина польової дошки, що вимірюється від носка лемеша, м (див. п. р. №5);
 ψ – кут сколювання, $\psi = 20...25^\circ$.

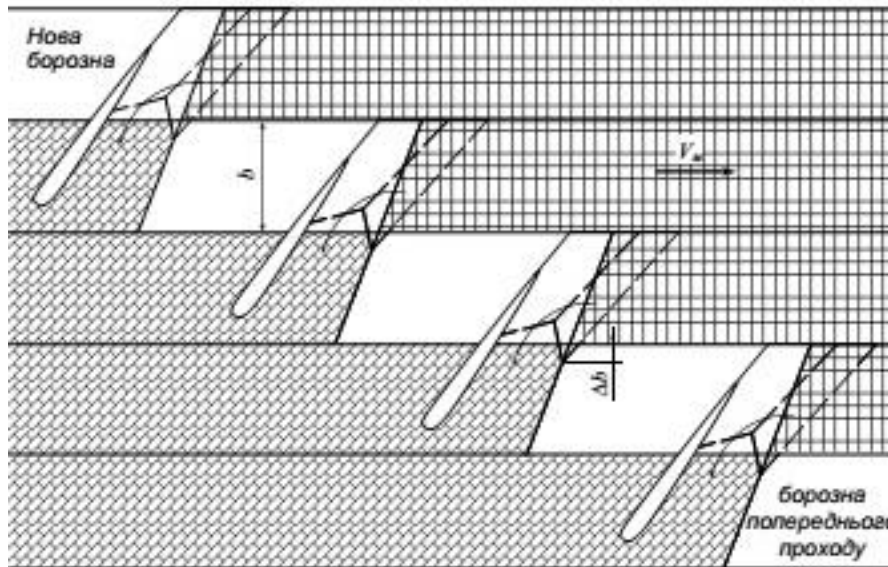


Рисунок 2.2 – Функціональна схема плуга

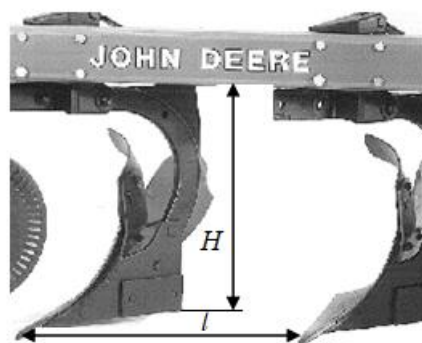


Рисунок 2.3 – Взаємне розташування корпусів плуга

Розраховану за формулою (2.5) віддаль слід рахувати мінімальною. Реальну віддаль приймають з урахуванням умови не забивання плуга рослинними рештками. Наприклад: для плугів загального призначення з шириною захвату корпусу $b=30\text{см}$; $l=700\text{мм}$; при $b=35\text{см}$; $l=750\text{ мм}$; а при $b=40\text{мм}$; $l=800\text{мм}$.

1.2. Побудова принципової схеми плуга

1.2.1. Конструювання принципової схеми машини. Конструювання принципової схеми плуга розпочинають на основі отриманої при розробці функціональної схеми розстановки корпусів у горизонтальній проекції.

Далі відображають передплужники. Відстань L_n між носками лемешів

основного корпусу і передплужників приймається з умови вільного проходу скиби між ними без забивання (рис. 2.4). Ця відстань L_n повинна бути в межах 300-350 мм. Польовий обріз передплужника розміщується відносно польового обрізу корпусу на відстані $c_1=5-10$ мм в сторону поля.

Далі переходять до побудови вертикальної проекції схеми. Для цього спочатку проводять горизонтальну лінію, що умовно відображає дно борозни. Переносючи за правилами проекційного креслення характерні точки, будують вертикальні проекції корпусів та передплужників. Глибина встановлення передплужника $a_1=10-12$ см. Стовба корпусу на вертикальній проекції показується лінією, яка з'єднується з лінією рами під прямим кутом.

Висота H рами плуга над площиною, в якій знаходяться нижні точки корпусів, більша висоти лемеша і полиці з врахуванням забезпечення вільного підйому і проходу скиби під рамою при проведенні першої борозни (рис. 2.4):

$$H \approx b + \frac{2}{3}a. \quad (2.6)$$

За ГОСТ 66-71 значення H прийнято для плугів з шириною захвату корпусів 30 і 35 см рівним 54 см, та з шириною захвату 40 см $H=64$ см.

1.2.2. Розробка рамних та допоміжних елементів конструкції. На основі отриманих даних розробляються схематично рамні і допоміжні елементи конструкції (механізми регулювання і керування, запобіжники, пристрої для агрегаткування).

Рама сучасних плугів складається, як правило, з головного і тягового брусів. До тягового бруса кріпляться елементи навіски плуга. До головного бруса кріпляться гряділі, на яких встановлюються основний корпус, передплужник, ніж. Гряділі у горизонтальній проекції принципової схеми показують прямими, що проходять паралельно до польових обрізів корпусів на відстані 0...75 мм вправо (рис. 2.4).

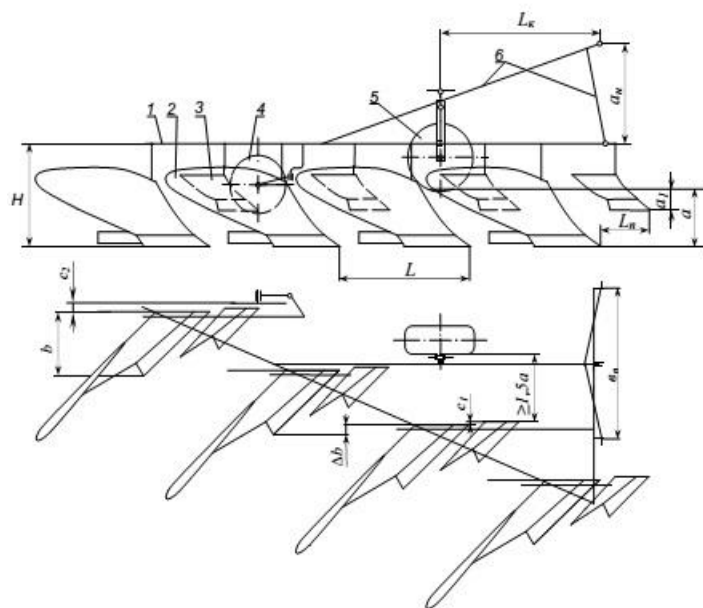


Рисунок 2.4 – Принципова схема начіпного плуга: 1 – рама; 2 – корпус; 3 – передплужник; 4 – дисковий ніж; 5 – опорне (польове) колесо; 6 – навіска

Ідеальними умовами роботи орного агрегату у складі трактора та плуга є випадок, коли поздовжня лінія тяги знаходиться у площині симетрії трактора, тобто виконується умова

$$l_T \leq l_{II}, \quad (2.7)$$

де l_T – відстань від стінки борозни до осі симетрії трактора (рис. 2.5, а);
 l_{II} – відстань від стінки борозни до лінії тяги плуга.

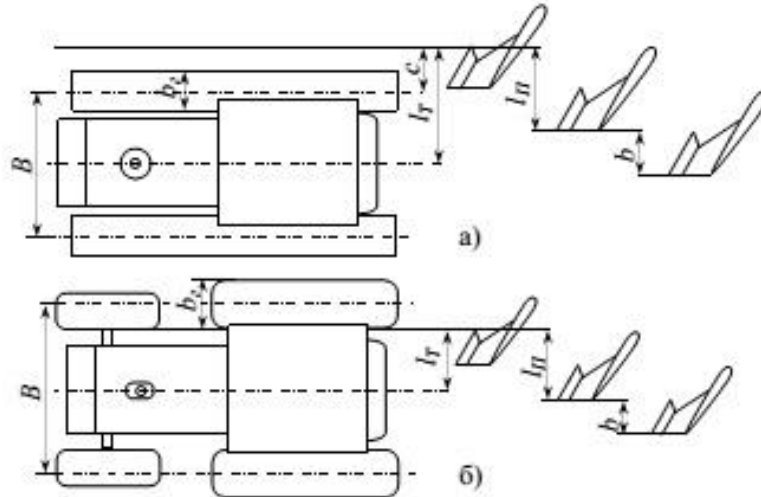


Рисунок 2.5 – Схема агрегування плуга із трактором при веденні коліс (гусениць) по поверхні незораного поля (а) та у відкритій борозні (б)

При цьому

$$l_{II} = 0,5 \cdot b \cdot (n + 1). \quad (2.8)$$

$$l_T = 0,5 \cdot (B + b_2) + c, \quad (2.9)$$

де B – ширина колії трактора;
 b_2 – ширина гусениці чи шини трактора;
 c – відстань від стінки борозни до краю гусениці чи колеса (для плугів традиційної схеми приймають $c \approx a$)

При агрегуванні плугів із тракторами класу $\leq 1,4$, а інколи і більш енергонасичених тракторів, доводиться вести праве колесо трактора у відкритій борозні (рис.2.5, б) (з перекосом трактора у поперечно-вертикальній площині). У такому випадку

$$l_T = 0,5 \cdot (B - b_2). \quad (2.10)$$

Наведеними міркуваннями користуються при виборі місця розташування механізму навіски. У випадку коли оптимального співвідношення (13) досягти не вдається то здійснюють перестановку коліс трактора, причепу плуга або навіски трактора. Але у будь-якому випадку точка розташування центрального шарніра навіски чи приче-пу повинна унеможливити рух колеса трактора по зораному полю.

У начіпних (рис. 2.4) і напівначіпних (рис. 2.6) плугів спереду зображується навіска, тобто пристрій для навішування на трактор, а у причіпних (рис. 2.7) – причіп. Навіска характеризується параметрами a_n і b_n ,

які відповідають параметрам навісної системи трактора і перебувають у межах $a_n=850-920$ мм, $b_n=800-1000$ мм.

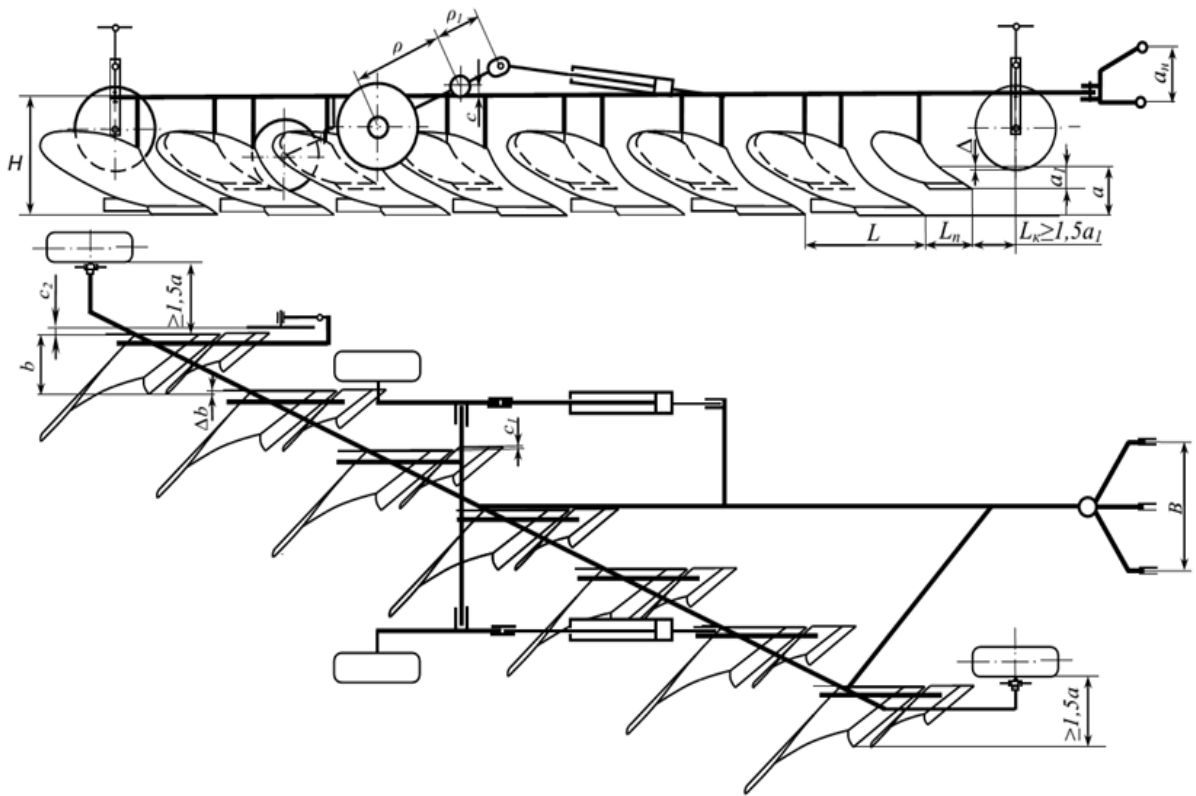


Рисунок 2.6 – Принципова схема напівначіпного плуга

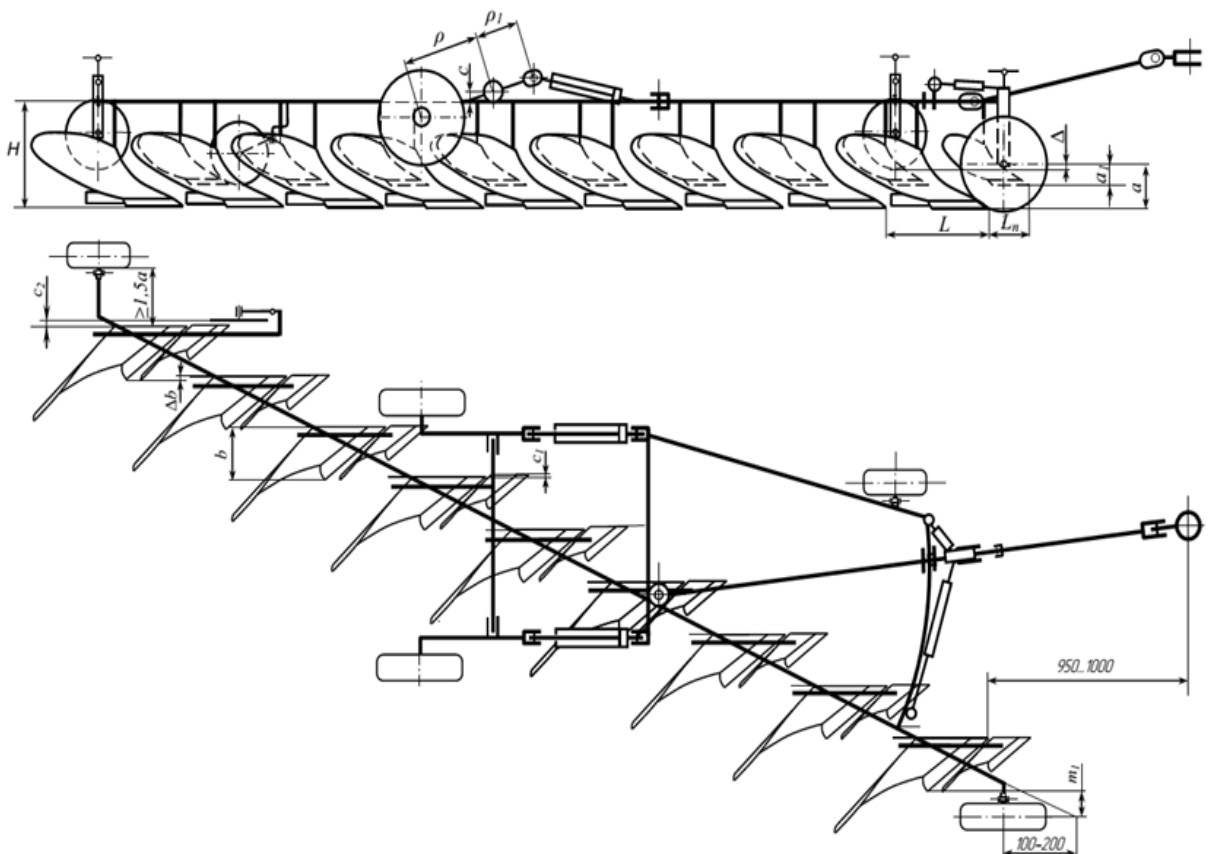


Рисунок 2.7 – Принципова схема причіпного плуга

Дисковий ніж розміщується так, щоб його вісь обертання знаходилась на одній вертикальній лінії з носком лемеша передплужника. Площина диска виноситься в сторону поля на відстань $c_2=15-30$ мм від польового обрізу корпусу. Глибина різання ґрунту встановлюється на 20-30 мм більша, ніж у передплужника.

Вісь опорного (польового) колеса начіпного плуга встановлюється на такій відстані від носка лемеша переднього корпусу, яка складає $1/3$ відстані між носками лемешів переднього і заднього корпусів у поздовжній площині. З урахуванням цього встановлюється відстань l_k від верхньої точки навіски плуга до поперечної площини, в якій знаходиться вісь колеса.

Для напівначіпних плугів необхідно мати на увазі, що вони обладнуються, як правило, двома колесами: опорним польовим (як у навісного) і заднім. Заднє колесо може бути як польовим, так і борозенним. При цьому діаметр опорних польових коліс приймають у межах 450-500 мм.

Причіпні плуги обладнуються трьома колесами: польовим, борозенним і заднім. У причіпних плугів діаметр переднього борозенного колеса приймають 650-800 мм. При цьому однією із тенденцій розвитку напівначіпних та причіпних плугів є встановлення додаткових транспортних коліс із діаметром у межах 600-800 мм. За такої конструктивної схеми регульовальні колеса забезпечують лише задану глибину обробітку.

Радіус ρ коліна у мм осі транспортних коліс для причіпних і напівначіпних плугів визначається із умови переведення плуга з робочого положення в транспортне за формулою:

$$\rho = \frac{H + Y + c - 0,5D}{\cos \beta}, \quad (2.11)$$

де Y – дорожній просвіт, $Y = 250$ мм;

c – висота підшипника півосі над рамою, $c \approx 80$ мм;

D – діаметр колеса, мм;

β – кут відхилення коліна колеса від вертикалі у транспортному положенні, $\beta = 30 - 35^\circ$.

При виборі радіуса коліна ρ_1 керуються робочим зусиллям встановлених гідроциліндрів та вагою плуга.

Положення осей транспортних коліс визначається розташуванням центра ваги плуга. Борозенне колесо встановлюється поблизу прямої, яка походить через носки корпусів (рис.2.7). Положення опорних коліс зображується з урахуванням глибини колії, яка утворюється при їх русі.

2. Порядок виконання роботи

При виконанні цієї практичної роботи здобувачу необхідно побудувати функціональну та принципову схеми плуга.

3. Контрольні запитання

1. Наведіть раціональну формулу акад. В.П. Горячкіна для визначення тягового опору плуга.
2. У яких межах повинен бути коефіцієнт завантаження двигуна трактора орного агрегату?
3. З якої умови визначається мінімальна поздовжня віддаль між носками корпусів плуга?
4. Що повинна забезпечувати висота розташування рами над площиною, у якій знаходяться нижні точки корпусів плуга?
5. З яких основних елементів складається рама плуга?
6. Якою умовою керуються при виборі місця розташування механізму навіски (причепа плуга)?
7. Наведіть умови, якими визначається місце розташування дискового ножа плуга.
8. Які параметри впливають на радіус коліна транспортного колеса плуга?
9. За якою залежністю визначають розташування лінії тяги плуга?

ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ ДИСКОВОГО ЛУЩИЛЬНИКА (БОРОНИ)

Мета роботи: визначити основні параметри дискових робочих органів і розставити диски так, щоб забезпечити задану висоту гребенів, задовільне кришення і обертання скиби ґрунту за відсутності забивання ґрунтом і рослинними рештками.

Формат листа графічної частини – А3
Рекомендований масштаб -1:10

1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Дискові борони та луцильники виконують поверхневий або основний обробіток ґрунту, залежно від їх конструкції. Промисловість випускає їх переважно причіпними зі симетричним розташуванням дисків. Диски комплектуються у секції по 8-10 шт. Кожна секція змонтована на окремій рамі, яка шарнірно з'єднана з основною рамою машини. Як правило, секції комплектують сферичними дисками (рис. 3.1).

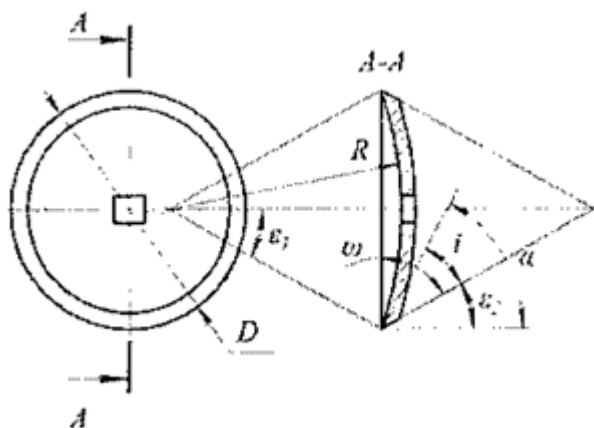


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема сферичного диска

Діаметр диска O залежить від заданої максимальної глибини обробітку. На практиці встановлено, що для дискової борони діаметр диска повинен у 4-6 разів перевищувати глибину обробітку, для луцильника – у 5-6 разів. Зі збільшенням діаметра диска різко зростає вертикальна складова реакції ґрунту. Тому для заглиблення дисків великого діаметра треба збільшувати конструктивну масу знаряддя.

Радіус кривизни диска визначає інтенсивність розпушення і обертання ґрунту.

Велике технологічне значення має, так званий, задній кут ϵ_2 . Від нього залежить енергомісткість процесу підрізання. Цей кут змінний за висотою диска. Для нормальної роботи знаряддя потрібно, щоб цей кут був позитивним на рівні поверхні поля.

Диски загострюють зі зовнішньої сторони, при цьому і для луцильників, і для борін кут загострення становить 10-20°. Диски, які за призначенням працюють на твердих ґрунтах, мають загострення з внутрішньої сторони.

За аналогією з іншими ґрунтообробними знаряддями кут різання для диска становить $\alpha = i + \varepsilon_2$.

Основний установлюваний параметр – кут атаки, або кут між площиною обертання диска і напрямком руху агрегату. Цей кут становить у луцильників 10-35°, у борін – 10-22°. Дискові луцильники при куті атаки 10-20° можна використовувати як однослідні дискові борони.

У процесі роботи кожен диск вирізає у ґрунті шар, утворюючи гребінчасте дно борозни. Висота гребенів h (рис.3.2) залежить від діаметра O та радіуса кривизни R диска, відстані між дисками b і кута атаки β . Відповідно до агротехнічних вимог висота гребенів не повинна перевищувати $h < 0,5 a$, де a – глибина обробітку.

2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Визначити відстань між дисками у батареї, якщо висота гребенів не буде перевищувати задану агротехнічно (табл. 3.1).

Виконання роботи почати з формування профіля борозни. На лист графічної частини нанести лінію дна борозни $N-N$ і від неї на відстані h , a , $D/2$ – відповідно рівень висоти гребенів, денної поверхні та осі обертання дисків (рис. 3.2).

Під кутом β з довільної точки A провести проекцію на дно борозни осі батареї дисків.

Відступивши від точки A приблизно на $(2,5-3) \cdot D$, у прийнятому масштабі окреслити контур диска I , який прийняти за базовий під час проектування.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для проектування технологічної схеми дискового луцильника

Варіант	D , мм	R , мм	β , град	a , мм	h , мм
1	450	600-800	15	100	50
2	450		20	120	40
3	450		25	140	60
4	550		15	100	40
5	550		20	120	50
6	550		25	140	60
7	610		15	150	70
8	610		20	150	60
9	660		25	180	80
10	660		20	180	70

На контур диска I нанести точки, які знаходяться па рівні h від дна борозни. Для їх знаходження поруч з диском провести коло з центром у точці O діаметром, що дорівнює діаметру диска, і відмітити на ньому лінію BC на відстані h від дна борозни.

Провівши з точок B і C паралельно осі прями до перегину з диском I , отримують точки D і D' , які на контурі диска відповідають рівню h .

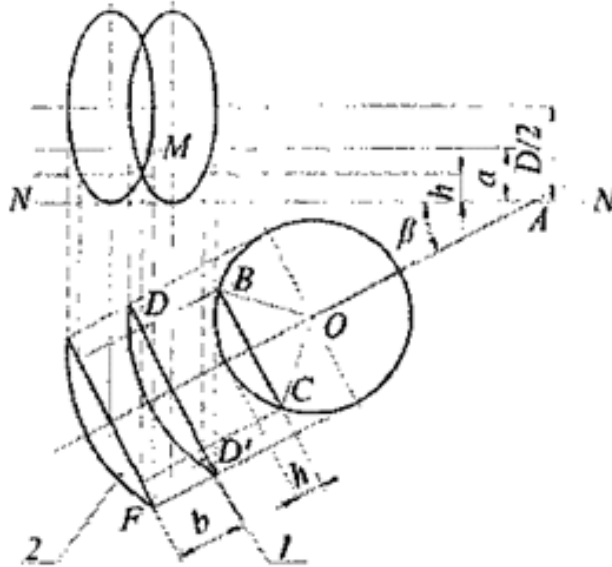


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема до визначення відстані між суміжними дисками

Спроекувавши базові точки диска I на відповідні рівні профіля борозни і з'єднавши точки перетину, отримують поперечно-вертикальну проекцію диска.

Наступний диск 2 вписати у профіль борозни таким чином щоб у точці M обидві проекції дисків перетиналися на рівні h . Для дотримання цієї вимоги з точки D опустити вниз (за рисунком) перпендикуляр до перетину з продовженням лінії CD' . Через отриману точку F провести лінію обрізу диска 2 і на ній побудувати його профіль.

Проекцію диска 2 на профіль борозни побудувати аналогічно диску 1 . Заміряти відстань b між двома дисками і на схемі вказані її дійсне значення.

Запитання для самоконтролю

1. Які основні вимоги і умови висуваються до компоновання дисків у батареї луцильника?
2. Що відомо про основні показники оцінки якості обробітку ґрунту луцильником?
3. Як розрахувати висоту гребенів, що формуються дисковим луцильником?
4. Як обчислити ступінь подрібнення ґрунту дисковим луцильником?
5. Поясніть залежність висоти гребенів і ступеня подрібнення ґрунту від кута атаки дискових батарей луцильника.

ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ ДИСКОВОГО ЛУЩИЛЬНИКА (БОРОНИ)”

1. Визначити відстань між суміжними дисками тракторної двохслідової борони при встановленні дисків під кутом $\beta = 20^\circ$ до лінії тяги та отримання в першому сліді гребенів висотою не більше $c = 15$ см, діаметр дисків $D = 510$ мм.

2. Визначити мінімальну відстань між дисками борони, якщо діаметр диска 450 мм, гребенистість 5 мм і кут атаки 20° .

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНА ГРУНТООБРОБНОЇ ФРЕЗИ

Мета роботи: побудувати траєкторії руху ножів ґрунтообробної фрези та визначити висоту гребенів дна борозни.

Формат листа графічної частини – А3
Рекомендований масштаб – 1:5

1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Відомо, що одним з ефективних способів обробітку ґрунту є фрезерування. Фрезерування позитивно впливає на агрофізичні та механічні властивості ґрунту, покращує його водний та повітряний режими. Перемішування шарів ґрунту позитивно впливає на біологічну активність середовища і підвищує врожайність сільськогосподарських культур.

Застосовують фрези з горизонтальною, вертикальною та похилою осями обертання. Найбільшого поширення набули фрези з горизонтальною віссю обертання. Напрямок обертання фрези може співпадати з напрямком обертання ведучих коліс трактора – пряме фрезерування і бути протилежним йому – зворотне фрезерування.

Розглянемо процес роботи фрези з прямим напрямком обертання. На рис. 4.1 наведено схему до визначення основних технологічних показників роботи ґрунтообробної фрези.

Точка A ножа H_1 фрези описує траєкторію у вигляді циклоїди відповідно до системи рівнянь:

$$\begin{cases} x_A = R \left(\frac{\omega \cdot t}{\lambda} + \cos \omega t \right) \\ y_A = R \cdot \sin \omega t \end{cases} \quad (4.1)$$

де R – радіус фрезерного барабана по лезах ножів;

ω – кутова швидкість фрез барабана;

λ – показник кінематичного режиму фрези;

$$\lambda = \omega \cdot R / V \quad (4.2)$$

де V – швидкість руху агрегату, м/с.

Форма циклоїди залежить від величини λ . Якщо $\lambda < 1$, має місце скорочена циклоїда, і якщо $\lambda > 1$ – подовжена циклоїда (рис 4.2). У першому разі ніж входить у ґрунт своєю тильною частішою і процес різання неможливий. Тому λ повинен бути завжди більше одиниці.

Шлях, який проходить ґрунтообробний фрезерний агрегат за один оберт фрези барабана, називається подачею на фрезу, яку визначають за формулою:

$$S = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{\lambda} \quad (4.3)$$

Траєкторії руху двох суміжних ножів зміщені по горизонталі на величину S_z , яка називається подачею на ніж (рис. 4.1). Подачу на ніж обчислюють як

$$S_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{\lambda \cdot z} \quad (4.4)$$

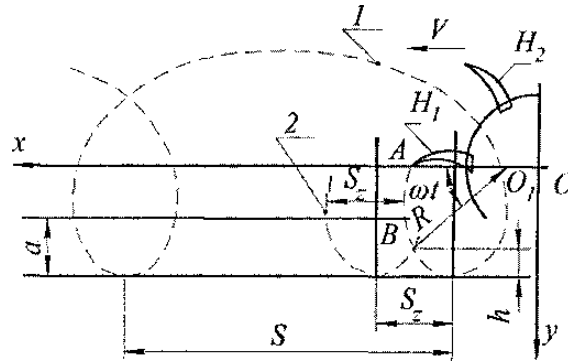


Рисунок 4.1 – Схема до визначення основних параметрів роботи ґрунтообробної фрези: 1 – траєкторія ножа H_1 ; 2 – траєкторія ножа H_2 ; a – глибина обробітку; h – висота гребенів

З формули (4.4) видно, що подача на ніж S_z залежить і від конструктивних параметрів фрези R та z , і від кінематичного параметра λ . Як правило, подача на ніж становить для просапних та болотних фрез 30-60 мм, польових – 10-15 см, а для ротаційних плугів – 200-250 мм.

Під величини подачі на ніж залежить висота гребенів h , що залишаються на дні борозни після проходу фрези. Величина h графічно визначається положенням точки B перетину двох суміжних траєкторій руху ножів фрезерного барабана (рис. 4.1).

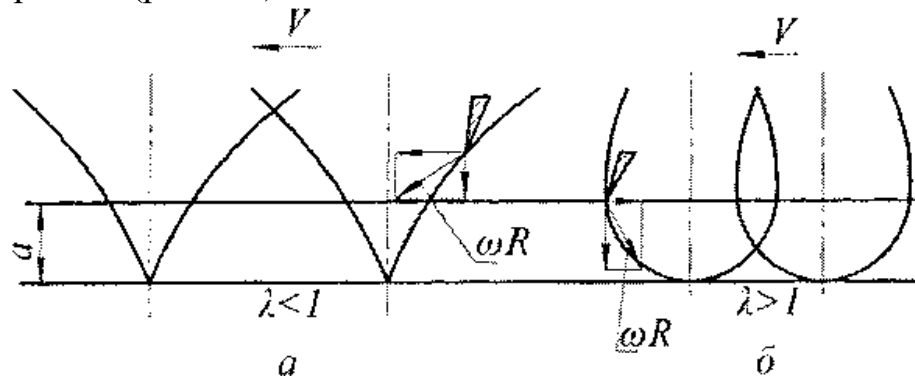


Рисунок 4.2 – Форма траєкторії руху ножів залежно від величини λ : \bar{a} – скорочена циклоїда; \bar{b} – подовжена циклоїда

Гребенистість дна борозни є одним з важливих агротехнічних показників роботи ґрунтообробної фрези. За агровимогами висота гребенів не повинна перевищувати 0,2 глибини обробітку, тобто $h < 0,2 a$. Виходячи з цього, кінематичний параметр роботи фрези може бути визначений за формулою

$$\lambda = \frac{\left(\frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2}\right) - \arcsin\left(1 - \frac{0.2 \cdot a}{R}\right)}{\sqrt{\frac{0.4 \cdot a}{R} - \frac{0.04 \cdot a^2}{R^2}}} \quad (4.5)$$

1. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Побудувати траєкторії руху ножів ґрунтообробної фрези та визначити висоту гребенів дна борозни.

- 1) Записати вихідні дані відповідно до заданого варіанта (табл. 4.1).
- 2) За формулою (4.5) визначити параметр λ .
- 3) Визначити подачу на фрезу та подачу на ніж за формулами (4.3) та (4.4).

Таблиця 4.1–Вихідні дані для визначення основних параметрів робочого органа ґрунтообробної фрези

Варіант	Марка фрезерної машини	Кутова швидкість фрезерного барабана ω , с ⁻¹	Глибина обробітку a , мм	Радіус фрез барабана R , м	Кількість ножів Z
1	ФБ-2,0	24,5	220	0,35	8
2	ФБ-2,0	26,4	180	0,30	4
3	ФБН-1,5	25,2	200	0,32	6
4	ФБН-1,5	22,2	150	0,32	8
5	ФБН-2,0	22,0	250	0,36	8'
6	ФБН-2,0	27,2	230	0,31	4
7	ФКН-1,7	25,3	200	0,42	4
8	ФН-1	28,4	280	0,46	4
9	ФН-1	22,7	250	0,46	6
10	ФС-0.7А	20,9	170	0,30	6
11	ФС-0.7А	22,4	100	0,30	4
12	ЕМ-12А	31,4	120	0,26	6
13	ЕМ-12А	28,0	160	0,28	8
14	ФП-2	20,5	180	0,27	8
15	АМР-1,5	32,8	200	0,32	4
16	АМР-1,5	26,6	200	0,32	8
17	ФПН-2,8	33,5	80	0,25	4
18	ФКШ-2,7	24,0	40	0,22	6
19	ФКШ-2,7	26,2	60	0,22	4
20	ФПУ-4,2	22,4	100	0,26	8
21	ФПУ-4,2	28,0	120	0,26	4
22	ФБН-2,0	26,0	270	0,36	4
23	ФБН-1,5	21,2	230	0,32	6
24	ФКН-1,7	29,3	290	0,42	6
25	ФН-1	23,4	250	0,46	8

ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНА ҐРУНТООБРОБНОЇ ФРЕЗИ”

1. Визначити подачу на ніж фрези, побудувати траєкторію абсолютного руху двох послідовно працюючих один за одним ножів і обчислити розрахункову товщину стружки, що знімається ножем, якщо діаметр барабана 350 мм, частота його обертання 240 хв^{-1} , число ножів на секції 6 (3 ножі з лівим нахилом і 3 ножі з правим), глибина обробітку ґрунту 10 см і швидкість переміщення машини 1,1 м/с.

2. Розрахувати частоту обертання фрезерного барабана діаметром 350 мм зі швидкістю переміщення машини 1,4 м/с і глибиною обробітку ґрунту 10 см. У момент входження ножа у ґрунт абсолютна швидкість його спрямована вертикально вниз.

3. Визначити показник кінематичного режиму роботи фрези за умови отримання гребенів на дні борозни висотою 2 см. Діаметр фрезерного барабана 350 мм, число ножів 4, коефіцієнт, що враховує ковзання ґрунтової стружки, 0,5.

4. Визначити потужність, що необхідна для роботи фрези на фрезерування дернини за умов: ширина захвату 2 м, діаметр фрезерного барабана $D = 710 \text{ мм}$, частота обертання барабана $n = 234 \text{ хв}^{-1}$, загальне число ножів 120 (на одній секції закріплено 4 ножі з лівим нахилом і 4 ножі з правим), один ніж знімає стружку ґрунту шириною 6,7 см, глибина обробітку ґрунту 20 см, швидкість переміщення фрези 0,875 м/с, сила тяжіння фрези 2000 Н, коефіцієнт перекочування 0,2, коефіцієнт опору деформації ґрунту 0,15 МПа, щільність ґрунту $1,3 \text{ г/см}^3$.

5. Фреза характеризується такими основними параметрами: діаметр фрезерного барабана по кінцях ножів $D = 710 \text{ мм}$, число ножів на кожному диску $z = 7$, частота обертання фрезерного барабана $n = 200 \text{ хв}^{-1}$. Визначити показник кінематичного режиму роботи λ та робочу швидкість агрегату V , на яку необхідно його налаштувати.

6. Визначити показник кінематичного режиму роботи і робочу швидкість фрези при подачі на зуб 30-60 мм. Вихідні дані: діаметр барабана фрези 710 мм, число ножів на диску 6, частота обертання барабана 240 хв^{-1} .

ПОБУДОВА ЗУБОВОГО ПОЛЯ БОРОНИ

Мета роботи: побудувати схему розміщення зубів, яка забезпечує рівномірність обробітку ґрунту, відсутність забивання і стійкий хід борони.

Формат листа графічної частини – А3
Рекомендований масштаб – 1:10

1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Одним з основних параметрів зубової борони є оптимальна відстань між слідами зубів b (рис. 5.1). Ця відстань визначається з умови обробітку ґрунту без огріхів. Вона залежить від кута сколювання ґрунту θ і глибини обробітку a . Суцільний обробіток ґрунту без огріхів (рис. 5.1,а) для зубових борін з вертикальним розміщенням зубів забезпечується при $b = 2a \cdot \text{tg}(\theta/2)$. За меншого значення b (рис. 5.1,б) спостерігатиметься надмірне перемішування ґрунту (наявність перекриття m між зонами обробітку зубів) і порушення рівномірності ходу борони, а за більшого залишаться необробленими смуги шириною r (рис. 5.1,в).

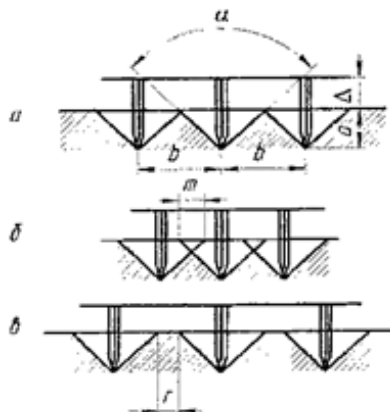


Рисунок 5.1 – Схема роботи зубів борони

Кут θ залежить від форми зуба, маси борони, стану ґрунту і вибирається в таких межах: для важких борін $\theta = 30-50^\circ$, для середніх $\theta = 40-60^\circ$, для легких $\theta = 40-75^\circ$. В існуючих конструкціях важких і середніх борін відстань між слідами зубів дорівнює 49 мм, у легких – 30 мм.

Для рівномірного обробітку ґрунту по ширині захвату зуби борони необхідно розмістити так, щоб кожен зуб проводив свою самостійну борозенку і відстані між сусідніми борозенками були однаковими. Для зменшення забивання борони грудками і рослинними рештками зуби бажано розміщувати якомога далі один від одного. Для стійкого ходу борони необхідно, щоб поперечні сили реакції ґрунту були однаковими з обох боків кожного зуба. Цього можна досягнути тоді, коли з обох боків зуба знаходиться непорушений ґрунт або зуб проводить свою борозенку між борозенками,

розміщеними на однаковій відстані від нього. Такі вимоги можна забезпечити лише за певної схеми розміщення зубів.

Відомі два способи побудови зубового поля: по розгортці гвинтової лінії і по слідах. За першим способом зуби розміщують у точках перетину розгорток гвинтових ліній багатоходового гвинта прямого і зворотного напрямку (рис.5.2,*a*), за другим – на перетині поперечних планок зі слідами зубів у послідовності 41352 (рис. 5.2,*в*).

2.ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Побудувати схему розміщення зубів, яка забезпечує рівномірність обробітку ґрунту, відсутність забивання і стійкий хід борони.

1) Записати вихідні дані згідно з обраним варіантом (табл. 5.1).

2) За вихідними даними обчислити:

- відстань між зубами на планці

$$b_1 = bM \quad (5.1)$$

де b - відстань між слідами зубів, мм;

M - кількість поперечних планок; для всіх варіантів $M = 5$;

- крок гвинта:

$$t = (M - 1) \cdot k \cdot b \quad (5.2)$$

де k – число заходів гвинта.

Кожен зуб проводить свою борозенку, коли M і k взаємно прості числа, тобто не мають спільного множника. В існуючих конструкціях, як правило, $M = 5$, $k = 3$;

- ширину захвату борони

$$B = b \cdot Z \quad (5.3)$$

де Z – кількість зубів; для всіх варіантів $Z = 20$;

- відстань між крайніми слідами

$$S = b \cdot (Z - 1) \quad (5.4)$$

3) У вибраному масштабі накреслити схему зубової борони типу “зиг-заг” (рис. 5.2,*a*) і швидкісної борони (рис. 5.2,*б*) за способом розміщення зубів на розгортках гвинтових ліній прямого і зворотного напрямку, а також схему борони за способом розміщення зубів по слідах (рис. 5.2,*в*).

Для цього провести п’ять горизонтальних ліній на відстані h одна від одної і пронумерувати їх. На цих лініях будуть розміщуватися поперечні планки. На першій нижній лінії вибрати довільну точку A і відкласти від неї вправо відрізок AB , рівний кроку гвинта t .

Через точку B провести вертикальну лінію до перетину з верхньою лінією (точка C).

Точки A і C з’єднати прямою. Від точки A відкласти десять відрізків, рівних відстані між зубами, на поперечній планці b_1 . Через кінці цих відрізків провести лінії, паралельні AC .

Починаючи з точки D , провести вісім ліній розгорток гвинта зворотного

напрямку. Точки перетину цих ліній з лініями поперечних планок визначають положення зубів (зубове поле). З'єднавши ці точки жирними ламаними вздовж ліній розгортки прямого і зворотного напрямку та прямими поперечними планками, одержимо схему зубової борони типу “зиг-заг” (рис. 5.2, а). Якщо на аналогічно побудованому зубовому полі зуби на крайніх планках з'єднати прямими планками вздовж ліній прямого і зворотного напрямку, то одержимо схему швидкісної борони (рис. 5.2,б) без внутрішніх поперечних планок (збільшується стійкість ходу і зменшується забивання рослинними рештками).

Для побудови схеми борони по слідах нанести сітку вертикальних ліній, відстань між якими дорівнює відстані між слідами (рис. 5.2, в). На верхній горизонтальній лінії вказати черговість розміщення зубів на поперечних планках 41352413524135241352. Після цього розмістити зуби на поперечних планках з відповідним номером і з'єднати їх ламаними лініями.

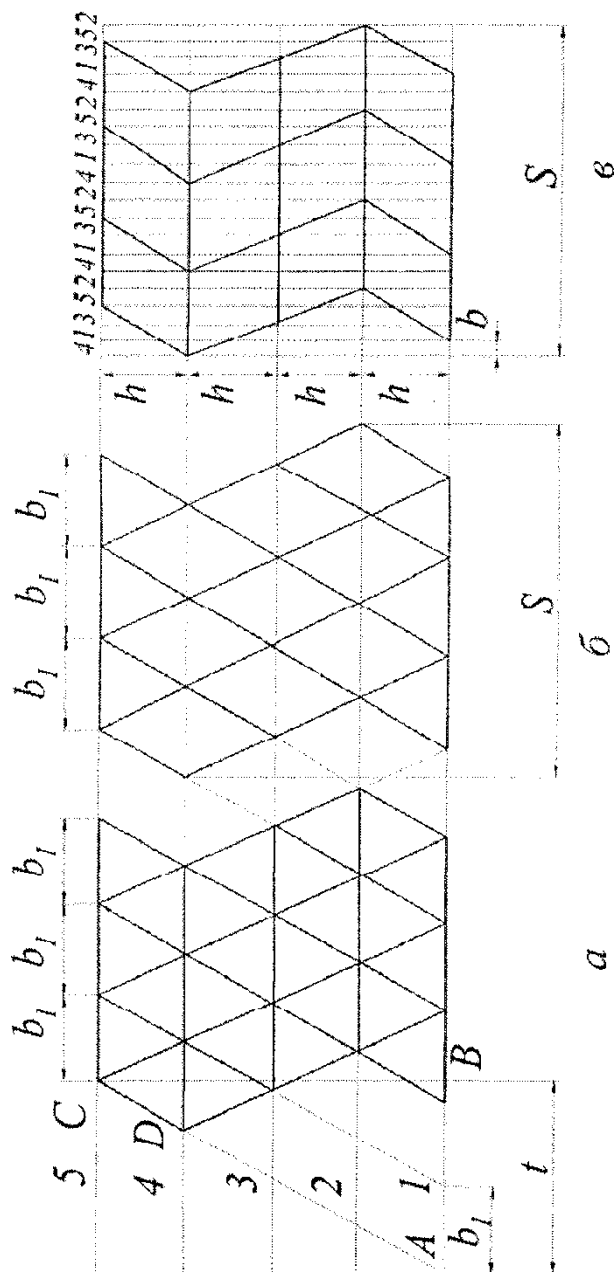


Рисунок 5.2– Схема зубової борони

Таблиця 5.1–Вихідні дані для побудови зубового поля борони, мм

Варіант	Відстань між		Варіант	Відстань між	
	слідами зубів b	планками h		слідами зубів b	планками h
1	30	170	13	40	290
2	35	180	14	40	290
3	40	190	15	50	200
4	45	200	16	30	210
5	50	210	17	35	220
6	30	220	18	40	230
7	35	230	19	45	240
8	40	240	20	50	250
9	45	250	21	30	260
10	50	260	22	35	270
11	30	270	23	40	280
12	35	280	24	45	290

Запитання для самоконтролю

1. Розкажіть про порядок розташування зубів на бороні.
2. Як визначити відстань між слідами зубів?
3. Чому дорівнює довжина і ширина захвату борони?
4. Як розрахувати борону на стійкість?
5. Як впливає маса баласту на якісні показники роботи зубової борони?

ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “ПОБУДОВА ЗУБОВОГО ПОЛЯ БОРОНИ”

1. Обчислити ширину захвату і побудувати зубове поле борони типу “зиг-заг” за таких умов: число планок $M = 5$, число заходів гвинта $k = 3$, міжряддя $a = 20$ мм, довжина борони $L = 600$ мм, число поздовжніх зигзагоподібних планок $N = 5$.

2. Розрахувати конструктивну довжину зуба борони за таких вихідних даних: ґрунт глибистий, глибина боронування 50 мм, відстань між рядами зубів 90 мм, перетин зуба – квадрат 16x16.

РОЗМІЩЕННЯ РОЗПУШУВАЛЬНИХ ЛАП НА РАМІ КУЛЬТИВАТОРА

Мета роботи: виходячи зі заданої глибини обробітку ґрунту і з параметрів розпушувальних лап, розмістити лапи на рамі культиватора так, щоб уникнути забивання ґрунту між лапами та забезпечити допустиму висоту необроблених гребенів.

Формат листа графічної частини – А3

Рекомендований масштаб – 1:2

1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Результати експериментів свідчать про те, що зона деформації ґрунту не обмежується зоною контакту з нею робочого органа, а поширюється наперед і в боки на значну відстань.

Під час взаємодії з ґрунтом робочої поверхні у вигляді клина діє нормальна сила N і сила тертя F (рис. 6.1, а). Рівнодіюча цих сил R відхиляється від нормалі на кут тертя φ . Згідно з теорією найбільших дотичних напруг, напрямок можливих площин сколювання H_1 і H_2 розміщується симетрично до сили R під кутом Θ одна до одної. Для ґрунту $\Theta = 10-50^\circ$ (за Т.М. Гологурським). Це дає підстави вважати, що в середньому напрямок сколювання ґрунту суттєво не відхиляється від напрямку сили R .

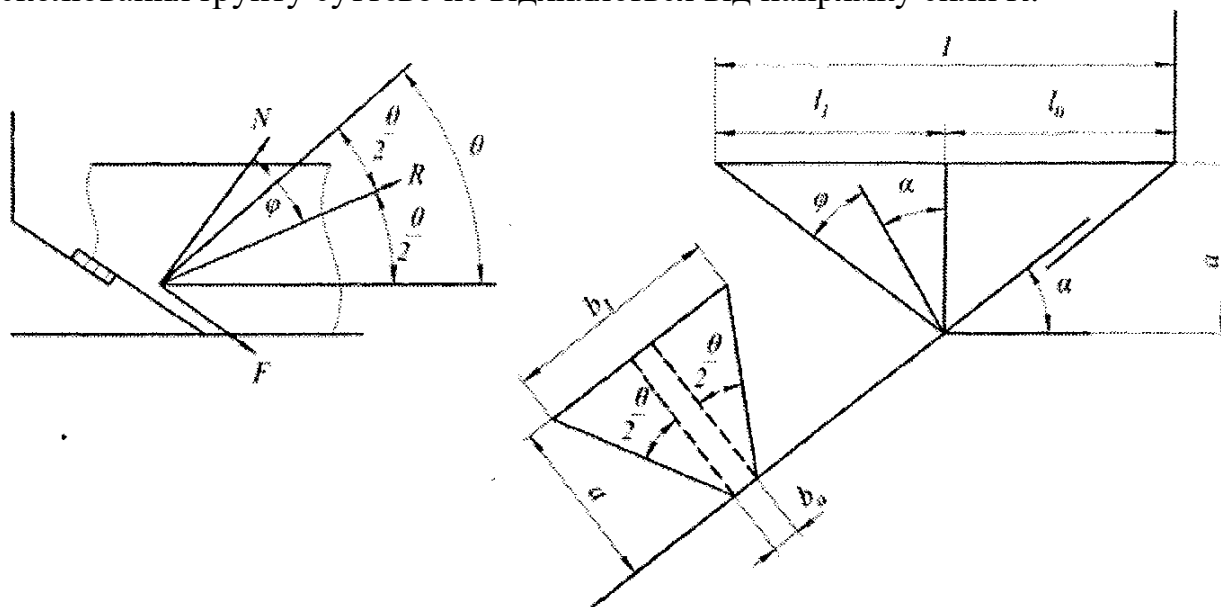


Рисунок 6.1 – Схема деформації ґрунту розпушування лапою

У поперечно-вертикальній площині зона деформації ґрунту також обмежується площинами, кут між якими становить Θ , або $\Theta/2$ до вертикальної осі симетрії. Тоді, згідно з рис. 6.1, б, зона деформації ґрунту розпушувальною лапою в середньому становитиме:

- по ходу лапи

$$l = l_0 + l_1 = l_0 + a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \quad (6.1)$$

- у поперечному напрямі

$$b_1 = b_0 2a \cdot \operatorname{tg}(\Theta/2) \quad (6.2)$$

де l_0 – виліт носка лапи, мм;
 a – глибина обробітку ґрунту, мм;
 α – кут входження лапи в ґрунт, град;
 φ – кут тертя ґрунту на сталі, град;
 b_0 – ширина розпушувальної лапи, мм;
 Θ – кут сколювання ґрунту, град.

Можливі граничні значення поширення зони деформації ґрунту в поздовжньому напрямку становлять:

$$l_{\max} = l_0 + a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi + \Theta/2) \quad (6.3)$$

$$l_{\min} = l_0 + a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi - \Theta/2) \quad (6.4)$$

Розпушування ґрунту по глибині відбувається нерівномірно (рис. 6.2). Частина верхнього шару обробляється двічі, а в нижній частині залишаються необроблені гребені. Висоту необроблених гребенів визначають за формулою

$$h = \frac{1}{2}(S - b_0) \cdot \operatorname{ctg}\Theta/2 \quad (6.5)$$

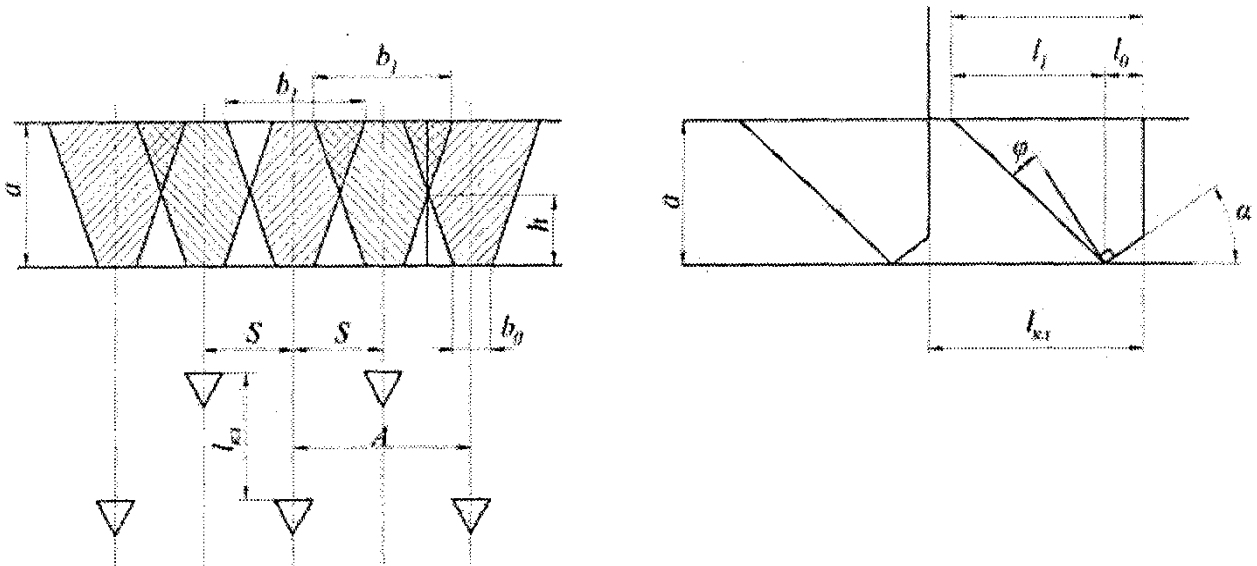


Рисунок 6.2 – Схема розміщення розпушувальних лап

За заданої висоти необроблених гребенів відстань, між слідами лап дорівнюватиме

$$S = \frac{2h}{\operatorname{ctg}\Theta/2} \quad (6.6)$$

Відстань між лапами в передньому і задньому рядах вдвічі більша проти відстані між слідами лап, тобто $A = 2S$.

Таблиця 6.1– Вихідні дані до роботи з розміщення розпушувальних лап на рамі культиватора

Варіант	Глибина обробітку a , мм	Кут входження лапи в ґрунт α , град	Виліт носка лапи l_0 , мм	Ширина носка лапи b_0 , мм	Кут сколювання ґрунту θ , град	Кут тертя ґрунту по сталі φ , град
1	100	35	80	18	40	30
2	105	30	75	19	42	29
3	110	25	70	20	44	28
4	115	20	65	21	46	27
5	120	15	60	22	48	26
6	125	40	50	23	50	25
7	130	20	75	24	40	24
8	135	25	70	25	42	23
9	140	35	65	26	44	20
10	145	30	60	27	46	21
11	150	25	65	28	48	22
12	155	20	70	29	50	23
13	160	15	60	30	40	25
14	100	35	30	29	42	24
15	105	30	75	28	44	23
16	ПО	45	60	27	46	22
17	115	40	65	26	48	21
18	120	35	70	25	50	20
19	125	30	75	24	40	21
20	130	25	50	21	42	20
21	135	40	75	20	44	22
22	140	30	70	23	46	20
23	145	25	65	24	43	23
24	150	20	60	25	150	22
25	155	25	65	30	44	20

2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Побудувати схему розміщення розпушувальних лап так, щоб уникнути забивання ґрунту між лапами та забезпечити допустиму висоту необроблених гребенів.

- 1) Виписати вихідні дані з табл. 6.1 відповідно до обраного варіанта.
- 2) За формулами (6.1) та (6.2) обчислити величину зони деформації ґрунту відповідно до повздовжнього і поперечного напрямків. Щоб уникнути

забивання ґрунту між переднім і заднім рядами лап культиватора, відстань між ними прийняти в межах $l_{кл} = (1,1-1,3)$.

3) Виходячи з допустимої висоти необроблених гребенів h , за формулою (6.6) обчислити відстань S між слідами лап (відстань між лапами в ряду $A = 2 S$).

4) Згідно з вихідними даними і результатами обчислень, у вибраному масштабі накреслити схему розміщення розпушувальних лап (рис.6.2).

Запитання для самоконтролю

1. Розкажіть про основні параметри і типорозміри основних робочих органів культиваторів.
2. Сформулюйте умови кришення і підрізання шарів ґрунту лапами культиваторів.
3. У чому полягає зміст методики розстановки лап культиватора для міжрядного обробітку?
4. З'ясуйте сутність методики розстановки лап культиватора для суцільного обробітку.
5. Основні вимоги методики побудови зони деформації ґрунту лапою культиватора для суцільного обробітку.

ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗМІЩЕННЯ РОЗПУШУВАЛЬНИХ ЛАП НА РАМІ КУЛЬТИВАТОРА”

1. Визначити мінімальну відстань між рядами розпушувальних лап культиватора, якщо глибина обробітку 8 см, виліт носка лапи 10 см, кут входження лапи в ґрунт 30° і кут тертя ґрунту по сталі 35° .

2. Обчислити відстань між розпушувальними лапами культиватора в ряду і слідами сусідніх лап, якщо ширина лапи 250 мм, глибина обробітку 10 см, кут входження лапи в ґрунт 30° , кут тертя ґрунту по сталі 35° . Величина перекриття між слідами сусідніх лап 35 мм.

3. Встановити ширину захисної зони при обробітку культиватором картоплі з шириною міжряддя 0,7 м, на гряділі якого встановлені стрілочаста лапа 270 мм і дві односторонні плоскорізальні бритви по 165 мм. Перекриття становить 60 мм. Навести обґрунтовану схему розташування робочих органів секції.

4. Кут тертя бур'янів по лезу культиваторної лапи становить $f_0 = 24^\circ$, а ґрунту $f_2 = 28^\circ$. Визначити, за яких кутів розхилу культиваторної лапи γ буде забезпечено ковзання коренів бур'янів, що знаходяться у ґрунті, по лезу лапи, а також значення оптимального кута розхилу γ_{opt} точки зору найменшої імовірності забивання.

5. Визначити зону перекриття стрілочастих лап культиватора КПС-4, якщо ширина лап 270 і 330 мм, а в кожному ряду 8 лап.

6. Обчислити максимальне заглиблення розпушувальних лап культиваторів за вихідних даних: відстань між стійками лап 350 мм, ширина

стійки 50 мм, кут деформації 50° , кут тертя 25° , кут підйому 35° .

7. Розрахувати відстань між передніми і задніми рядами розпушувальних лап (виліт лап $l_0 = 205$ мм), якщо відстань між стійками лап 350 мм, ширина стійки 50 мм, кут деформації 50° , кут тертя 25° , кут підйому 35° .

8. Визначити мінімальну відстань між рядами розпушувальних лап культиватора, якщо відомо, що глибина обробітку ґрунту $a = 6$ см, виліт носка лапи $l_0 = 10$ см, кут входження лапи в ґрунт $\alpha = 30^\circ$, кут тертя ґрунту по сталі $\varphi = 35^\circ$.

9. Культиватор КПС-4 обладнано вісьмома стрілочастими лапами шириною захвату 330 мм і вісьмома лапами шириною захвату 270 мм, лапи розташовані в два ряди. Визначити ширину перекриття.

10. Стрілочаста лапа культиватора має ширину захвату 270 мм, бритви – 165 мм. Визначити перекриття лап за міжрядного обробітку з міжряддя 700 мм, зі захисною зоною 100 мм.

РОЗРАХУНКИ ОСНОВНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПОСІВНИХ МАШИН

Мета роботи: засвоїти теоретичні положення з визначення експлуатаційно-технологічних показників посівних машин; аналітично і графічно визначити оптимальні геометричні та кінематичні режими їх роботи.

Формат листа графічної частини – А3
Рекомендований масштаб – 5:1

1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1. РЯДКОВІ СІВАЛКИ

Визначення передаточного відношення системи передач та оптимальної довжини робочої частини жолобків катушки. Для обґрунтування вибору оптимальної довжини робочої частини жолобків катушки і передаточного відношення системи передач від вала опорно-приводних коліс до вала висівних апаратів рядкової сівалки визначимо об'єм насіння, який висівається за один оберт катушки.

При цьому загальна довжина рядків на площі, яка дорівнює 1 га, становитиме

$$l = \frac{10000}{a/100} = \frac{1000000}{a} \quad (7.1)$$

де a - ширина міжрядь, см.

Маса насіння, що висівається на 1 пог. м рядка за даної норми висіву, може бути розрахована так:

$$m_1 = \frac{H}{l} = \frac{1000Ha}{1000000} = \frac{Ha}{1000} \quad (7.2)$$

де H – норма висіву насіння, кг/га.

Маса насіння, що висівається одним висівним апаратом у разі переміщення сівалки за один оберт опорно-приводних коліс, дорівнює

$$m_k = 2m_1\pi R_k(1 + \delta) \quad (7.3)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує проковзування опорно-приводних коліс сівалки по ґрунту і збільшення їх діаметра за рахунок налипання на них ґрунту; $\delta = 0,04-0,1$;

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

Для опорно-приводних коліс з пневматичними шипами, що застосовуються на сільськогосподарських машинах,

$$R_k = 0.0122 [D_0 + 2(1 - \lambda)h] \quad (7.4)$$

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 має бути висіяне за один оберт котушки висівного апарата, дорівнює

$$m_0 = \frac{m_k}{i} \quad (7.5)$$

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, обчислюють за формулою

$$V_0 = \frac{m_0}{\gamma} \quad (7.6)$$

де γ – щільність насіння, г/см³.

З урахуванням рівнянь (8.2), (8.3), (8.5), (8.6) можна записати, що

$$V_0 = \frac{Ha\pi R_k(1+\delta)}{500i\gamma} \quad (7.7)$$

Об'єм насіння, яке висівається котушкою висівного апарату, може бути виражений так:

$$V_0 = V_{жс} + V_a \quad (7.8)$$

де $V_{жс}$ – об'єм насіння, що висівається жолобками котушки, см³;

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

Об'єм насіння, що висівається жолобками за один оберт котушки, дорівнює

$$V_{жс} = f_{жс} zL \quad (7.9)$$

де $f_{жс}$ – площа поперечного перетину жолобка, см²;

Z – кількість жолобків на котушці, шт.;

L – довжина робочої частини жолобків котушки, см.

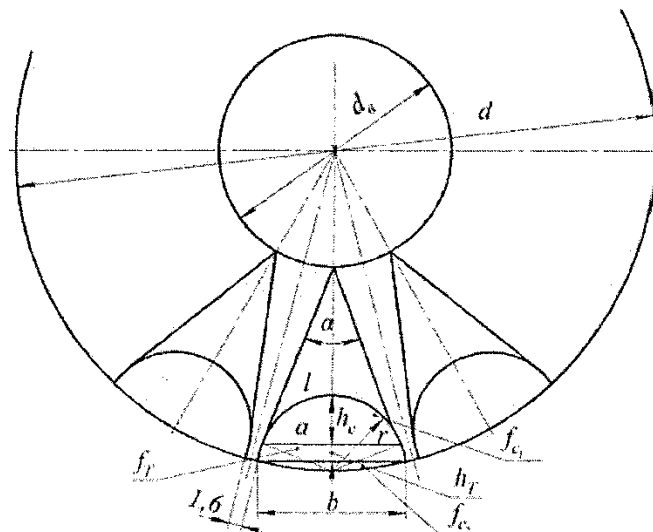


Рисунок 7.1 – Визначення площі поперечного перетину жолобка

Для визначення площі поперечного перетину жолобка (рис. 7.1) необхідно накреслити в масштабі, наприклад 5:1 або більшому, два концентричних кола, діаметри яких рівні d і $d_в$, де d – діаметр котушки, замірний по перемичках між жолобками ($d = 50-51$ мм); $d_в$ – діаметр внутрішнього допоміжного кола ($d_в = 18$ мм). Розділяють указані кола радіусами на 22 частини. На зовнішньому колі котушки через радіус відкладають у прийнятому масштабі симетрично ширину перемичок між жолобками, рівну 1,6 мм. Краї перемичок тонкими прямими лініями з'єднують поміж собою і з точками перехрещення радіусів, спрямованих по осі жолобків, з допоміжним колом.

Із точок перетину осьових радіусів зі зовнішнім колом опускають перпендикуляри на бокові сторони одержаних трикутників. Приймаючи довжину одержаного перпендикуляра за радіус, округляють дно жолобка дугою, дотичною до обох його бокових стінок. Крайні точки дуги з'єднують поміж собою тонкою лінією.

Площу поперечного перетину жолобка можна визначити як суму площ одержаних двох сегментів і розміщеної між ними трапеції. Необхідні для проведення розрахунків розміри беруть з одержаного креслення і розділяють на прийнятий масштаб.

Довідкові дані:

а) площа сегмента дорівнює

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

де l – довжина дуги;

a – хорда (менша основа трапеції);

r – радіус кола;

h_c – стріла сегмента.

б) площа трапеції

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

де a і b – основи трапеції;

h_T – її висота.

Активним називають шар насіння, розташований за межами жолобків, що рухається разом з котушкою за рахунок сил зчеплення з її поверхнею. Швидкість руху насіння в цьому шарі змінюється від величини, що дорівнює круговій швидкості V_K точок на зовнішній поверхні котушки, які доторкуються до насіння, до нуля (рис.7.2). З метою спрощення в розрахунках використовують умовний приведений активний шар C_{np} , через який за один оберт котушки проходить стільки ж насіння, як і через дійсний активний шар, але в припущенні, що швидкість руху насіння по всій товщині цього умовного активного шару однакова і дорівнює V_K .

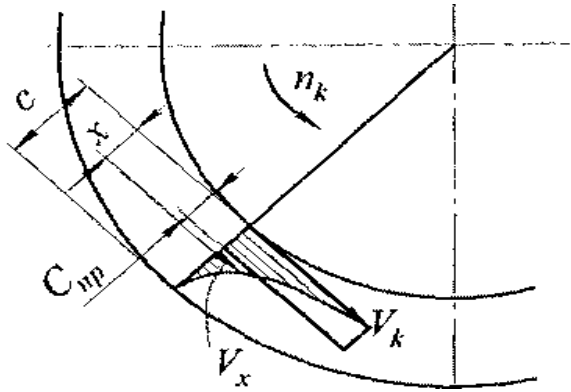


Рисунок 7.2 – Схема зміни швидкості руху насіння в активному шарі

Відома емпірична формула для визначення товщини приведенного активного шару насіння

$$C_{np} = b + \varepsilon L \quad (7.10)$$

де L – довжина робочої частини жолобків катушки, 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 катушки, об'єм насіння, що висівається за рахунок цього шару за один оберт катушки, може бути визначений за формулою

$$V_a = \pi d c_{np} L = \pi d b L + \pi d \varepsilon L^2 \quad (7.11)$$

Враховуючи рівняння (7.9) і (7.11), формулу (7.8) переписуємо так:

$$V_0 = (f_{\text{жс}} Z + \pi d b) L + \pi d \varepsilon L^2 \quad (7.12)$$

Прирівнявши формули (7.7) і (7.9), одержимо, що

$$\frac{H a \pi R_k (1 + \delta)}{500 i \gamma} = (f_{\text{жс}} Z + \pi d b) L + \pi d \varepsilon L^2 \quad (7.13)$$

Із рівняння (7.13) маємо

$$i = \frac{H a \pi R_k (1 + \delta)}{500 \gamma [(f_{\text{жс}} Z + \pi d b) L + \pi d \varepsilon L^2]} \quad (7.14)$$

Під час розрахунків у формулу (7.14) підставляють можливу максимальну робочу довжину жолобків катушки. Одержане передаточне число порівнюють з указаним в технічній характеристиці машини (табл. 7.3), приймають найближче більше, після чого визначають попередньо необхідну довжину робочої частини жолобків. Для цього розв'язують квадратне рівняння (7.13) відносно L

$$L = \frac{-f_{\text{жс}} Z - \pi d b + \sqrt{f_{\text{жс}} Z + \pi d b^2 + \frac{H a \pi^2 R_k d \varepsilon (1 + \delta)}{125 i \gamma}}}{2 \pi d \varepsilon} \quad (7.15)$$

У формулах (7.14) і (7.15) величини b , L та d підставляти в сантиметрах.

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

$$q = \frac{H}{10000} = H \cdot 10^{-4} \quad (7.16)$$

де H – норма висіву насіння, кг/га.

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

$$F = 2zB\pi R_k(1 + \delta) \quad (7.17)$$

де B – ширина захвату сівалки, м.

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

$$Q = qF = \frac{2HzB\pi R_k(1 + \delta)}{10000} \quad (7.18)$$

Перевірка правильності установки сівалки на норму висіву в польових умовах. Для виконання цієї роботи необхідно під час руху агрегату гачком 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. Останнє можна визначити з певних міркувань.

Як уже відомо, маса насіння, що висівається на 1 пог. м рядка, дорівнює

$$m_1 = Ha/1000$$

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

Одним із показників, що характеризують насіння, є маса 1000 зерен. Наприклад, маса 1000 зерен пшениці, залежно від її сорту, умов вирощування та інших показників, знаходиться в межах 17-42 г. Середня маса однієї насінини може бути знайдена шляхом ділення величини маси 1000 шт. на 1000, або $\delta/1000$, де δ – маса 1000 зерен. Підставивши це значення маси однієї насінини в формулу для визначення маси насіння, яке має бути висіяне на 1 пог. м рядка, одержимо

$$\mu = Ha / \delta \quad (7.19)$$

1.2. СІВАЛКИ ТОЧНОГО ВИСІВУ

Визначення загального передаточного числа системи передач від опорно-приводних коліс сівалки до вала диска висівного апарата. До сівалок точного висіву відносять сівалки для висіву просапних культур пунктирним способом. Розрахунки виконують за тими ж самими формулами, що й для сівалок, обладнаних і механічним, і пневматичним висівними апаратами.

У разі висіву пунктирним способом насінини мають бути розташовані на відстані l_n одна від одної. Ця відстань вимірюється перекочуванням обода приводного колеса, що рухається по полю. Тому

$$l_n = R_k \alpha (1 + \delta) \quad (7.20)$$

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

R_k – динамічний радіус кочення приводного колеса.

Із рівняння (7.20) маємо, що

$$\alpha = \frac{l_n}{R_k (1 + \delta)} \quad (7.21)$$

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

$$\beta = \frac{2\pi}{z} \quad (7.22)$$

де z – кількість комірок або отворів у диску.

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

$$i = \frac{\beta}{\alpha} = \frac{2\pi}{z} : \frac{l_n}{R_k (1 + \delta)} = \frac{2\pi R_k (1 + \delta)}{l_n z} \quad (7.23)$$

Якщо конструкція сівалки не передбачає можливості встановлення такого або близького до нього за величиною передаточного числа, то необхідно підібрати з інших машин зірочку з необхідною кількістю зубців для використання як змінної в одній із ланцюгових передач для одержання необхідного (розрахованого) передаточного відношення.

Визначення максимально допустимої швидкості руху сівалки. Під час роботи сівалок з висівними апаратами типу, що використовуються на сівалках ССТ-12, СУПН-8 та їх модифікаціях, допустима колова швидкість переміщення комірок (отворів) диска в шарі насіння не повинна перевищувати $V_\delta = 0,3-0,35$ м/с.

Оскільки $V_\delta = \omega_\delta r_\delta$, то

$$\omega_\delta = \frac{V_\delta}{r_\delta} \quad (7.24)$$

де r_δ – радіус диска у висівних апаратах сівалок ССТ-12 або радіус кола, на якому розташовані отвори на диску висівного апарата сівалки типу СУПН-8, м;

ω_δ – кутова швидкість диска висівного апарата, с^{-1} .

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

$$\omega_k = \frac{V_m}{R_k (1 + \delta)} \quad (7.25)$$

де V_m – швидкість поступального руху машини, м/с;

ω_k – кутова швидкість колеса, с^{-1} .

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

$$i = \frac{\omega_\delta}{\omega_k} = \frac{V_\delta}{r_\delta} : \frac{V_m}{R_k (1 + \delta)} = \frac{V_\delta R_k (1 + \delta)}{V_m r_\delta} \quad (7.26)$$

Прийнявши у формулі (7.7) $V_m = V_{m \max}$ і прирівнявши вирази (7.4) та (7.7), після виконання нескладних перетворювань одержимо

$$V_{m \max} = \frac{l_n z V_d}{2\pi r_d} \quad (7.27)$$

Необхідно мати на увазі, що

$$l_n = \frac{1000}{a/100 \cdot n} = \frac{1000000}{a \cdot n} \quad (7.28)$$

де a – ширина міжрядь, см;
 n – кількість насіння, шт./га.

Підставивши отримані значення в рівняння (8.8), одержимо

$$V_{m \max} = \frac{500000 z V_d}{\pi r_d a n} \quad (7.29)$$

З формули (7.29) витікає, що збільшення норми висіву насіння для одержання якісного висіву потребує зниження швидкості руху сівалки. Те ж саме слід зробити і за необхідності збільшення ширини міжрядь, не змінюючи норми висіву. Максимально допустима робоча швидкості руху сівалки може бути збільшена за рахунок встановлення диска з більшим числом комірок (отворів).

1. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Використовуючи вихідні дані (табл. 7.1, 7.2) та інформаційно-довідкові матеріали (табл. 7.3), визначають графічно площу поперечного перетину жолобка котушки та проводять розрахунок основних експлуатаційно-технологічних показників, на основі яких проводять підготовку сівалки до роботи.

Таблиця 7.1 – Вихідні дані для виконання розрахунків по рядкових сівалках

Варіант	Марка сівалки	Культура	H , 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

Для виконання роботи задають певні параметри.

Рядкові сівалки:

H – норма висіву, кг/га;

γ – щільність насіння, г/см³;

σ – маса 1000 насінин, г;

Сівалки точного висіву

l_n – крок сівби, м;

n – норма висіву, шт./га

Таблиця 7.2 – Дані до розрахунків по сівалках точного висіву

Варіант	Марка сівалки	Культура	l_n , м	n , шт./га
1	СУПН-6	кукурудза	0,5	29000
2	СУПН-8	кукурудза	0,3	45000
3	СУПН-8	соняшник	0,2	70000
4	СКПП-12	кукурудза	0,4	35000
5	СКПП-12	соняшник	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

Під час виконання розрахунків необхідно мати на увазі що рівномірність висіву насіння по довжині рядків підвищується із збільшенням довжини робочої частини жолобків катушки Тому необхідно прагнути до використання якнайбільшої довжини жолобків катушки, а норму висіву встановлювати за рахунок зміни частоти обертання катушки.

Робота виконується в такій послідовності:

- графічно визначають площу поперечного перетину жолобка;
- обчислюють оптимальне значення передаточного числа системи передач від вала опорно-приводних коліс до вала висівного апарата рядкової сівалки за залежністю (7.14),
- визначають фактичне передаточне число з урахуванням параметрів системи передач на сівалці (табл. 7.3),
- обчислюють необхідну довжину робочої частини жолобків катушки за формулою (7.15);
- розраховують масу насіння для установки сівалки на задану норму висіву за залежністю (7.18);
- встановлюють кількість зерен, які за заданої норми мають бути висіяні на 1 пог. м рядка, за формулою (7.19);
- визначають передаточне число системи передач сівалки точного висіву і уточнюють з урахуванням параметрів цього показника на сівалці (табл. 7.3);
- обчислюють максимально допустиму швидкість руху сівалки за заданої норми висіву насіння, використовуючи залежність (7.10).

За результатами виконаної роботи оформляють звіт та графічну частину роботи, а також формують висновки стосовно отриманих результатів та досягнення поставленої мети.

Таблиця 7.3 – Основні параметри систем передач рядкових сівалок та сівалок точного висіву

Марка сівалки	Розмір опорно-приводних коліс, дюйм	Діаметр робочих елементів, мм	Кількість жолобків, комірок або отворів висівного апарата, шт.	Передаточні числа системи 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 приводного котка 550 мм	50	12	те саме
СЗС-2,1	Діаметр приводного котка 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	$70 \cdot 3 = 210$	те саме

Запитання для самоконтролю

1. Як визначити площу поперечного перетину жолобка катушки?
2. Наведіть розрахунок об'єму насіння в жолобках катушки.
3. Визначте товщину активного шару насіння.
4. Обчисліть об'єм насіння, яке висівається за один оберт катушки.
5. Розкажіть, як визначають робочий об'єм катушки.
6. Як розрахувати необхідну норму висіву насіння в штуках на гектар?
7. Що відомо про визначення загального передаточного відношення приводу від опорно-приводного колеса сівалки до вала висівних апаратів?
8. З'ясуйте послідовність знаходження передаточних відношень.

Задачі за темою “Розрахунки основних експлуатаційно-технологічних показників посівних машин”

1. Визначити кількість насіння на одному погонному метрі, якщо маса 1000 зерен 32 г і рядкова сівалка встановлена на норму 160 кг/га.

2. Обчислити довжину шляху сівалки СЗ-3,6 до спустошення насінневих ящиків, якщо об'єм насінневих ящиків 500 дм^3 , коефіцієнт заповнення насінневих ящиків $0,8$, об'ємна маса насіння 800 кг/м^3 і норма висіву 220 кг/га .

3. Визначити довжину шляху сівалки без досипання насіння, якщо відомо, що об'єм насінневих ящиків $W = 500 \text{ дм}^3$, коефіцієнт заповнення насінневих ящиків $k = 0,8$, об'ємна маса зерна $\gamma = 800 \text{ кг/м}^3$, норма висіву $Q = 180 \text{ кг/га}$, ширина захвату сівалки $B = 3,6 \text{ м}$.

4. Встановити розрахункову норму висіву насіння на сівалці при коефіцієнті ковзання коліс $\delta = 0,07$, щоб забезпечити задану норму висіву $Q = 180 \text{ кг/га}$.

5. Зернова сівалка з діаметром ходових коліс $= 1,25 \text{ м}$ встановлена на міжряддя $a = 150 \text{ мм}$. Визначити передаточне число від осі ходових коліс до вала висівних апаратів при нормі висіву вівса $Q = 140 \text{ кг/га}$, якщо відомо, що робочий об'єм катушки $V_0 = 35 \text{ см}^3$, об'ємна маса вівса $\gamma = 0,48 \text{ г/см}^3$.

6. Визначити передаточне відношення від ходових коліс до вала висівних апаратів сівалки, що необхідне для висіву норми 220 кг/га , якщо об'ємна маса насіння $0,75 \text{ кг/дм}^3$, зовнішній діаметр катушки 5 см , довжина її робочої частини 3 см , число жолобків 12 , площа поперечного перетину жолобка $0,5 \text{ см}^2$, дійсна товщина активного шару $0,8 \text{ см}$, показник $m = 2,6$, діаметр ходового колеса $D = 1,22 \text{ м}$, ширина міжрядь $b = 0,15 \text{ м}$, коефіцієнт заповнення $= 0,9$.

7. Висівний апарат рядкової сівалки обладнано зсувною катушкою; визначити робочий об'єм катушки (ковзання ходових коліс 8%), необхідний для висіву ячменю в кількості 120 кг/га ($\gamma_{\text{я}} = 0,65 \text{ г/см}^3$), жита 100 кг/га ($\gamma_{\text{ж}} = 0,72 \text{ г/см}^3$) або пшениці 140 кг/га ($\gamma_{\text{п}} = 0,76 \text{ г/см}^3$). Ширина міжрядь $0,15 \text{ м}$, передаточне число до вала апаратів $i = 0,49$, діаметр ходових коліс $D = 1,25 \text{ м}$.

При встановленні чотирирядної овочевої сівалки на норму висіву 15 кг/га в досліді були отримані такі дані: за 30 обертів приводного колеса 1-й апарат висіяв 67 г насіння, 2-й 70 г , 3-й 74 г , 4-й 69 г . Діаметр приводного колеса $D = 0,7 \text{ м}$, ширина міжрядь $b = 0,7 \text{ м}$. Необхідно:

- 1) дати оцінку точності регулювання окремих висівних апаратів;
- 2) перевірити, чи правильно встановлена сівалка на задану норму висіву.

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЬОВИХ РІЗАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Мета роботи: засвоїти теоретичні положення з визначення раціональних параметрів сегментно-пальцьових різальних апаратів; аналітично і графічно визначити оптимальні геометричні та кінематичні режими їх роботи.

Формат листа графічної частини – А3
Рекомендований масштаб – 1:2

1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Пристрої, які призначені для скошування рослинної маси з кореня, називають різальними апаратами, а ті, які перерізують зрізану рослинну масу на частинки (різку), – подрібнювальними.

Різальними апаратами обладнують косарки для скошування трав, валкові жатки і жатки зернозбиральних комбайнів для скошування зернових культур, жатки кормозбиральних комбайнів для скошування трав і грубостеблових культур, жатки кукурудзозбиральних комбайнів, а також косарки-подрібнювачі для заготівлі зеленого корму.

Механізми приводу ножа. Ножі збиральних машин приводяться в рух за допомогою кривошипно-повзунного механізму, механізму коливальної шайби (МКШ), кривошипно-повзунного з коромислом і водилом, планетарного та гідродвигуна зі зворотно-поступальним рухом.

Кривошипно-повзунний механізм (рис. 8.1,а) виконують дезаксіальним, тобто вісь A кривошипа I зміщують вище від лінії переміщення ножа Z на відстань H , що називають дезаксіалом. Дезаксіал $h = (2-3)r$ або $h = (7-8)r$, де r – радіус кривошипа, беруть таким, щоб нижня точка шарніра B була вище від лінії руху ножа. Невиконання цієї умови призводить до намотування стерні на кривошип.

Через пружні деформації в елементах пальцьового бруса і зазорів у шарнірах під час роботи шарнір C відходить назад. Унаслідок цього ніж і палець кривошипа рухаються в різних площинах, що призводить до виникнення додаткових зусиль у ланках механізму. Тому перед початком роботи польовий кінець пальцьового бруса зміщують уперед по ходу машини на відстань c . Тоді під час роботи машини під дією опору стеблової маси, що зрізується, пальцьовий брус відійде назад, площини руху ножа і пальця кривошипа зміщуються. Дезаксіал h негативно впливає на сили тертя в різальному апараті. Чим більший h , тим більший кут β відхилення шатуна від горизонталі. Щоб зменшити ці сили, шатун має бути завдовжки $l = (15-25)r$.

Кривошипно-повзунний механізм широко застосовують у косарках типу КС-2,1.

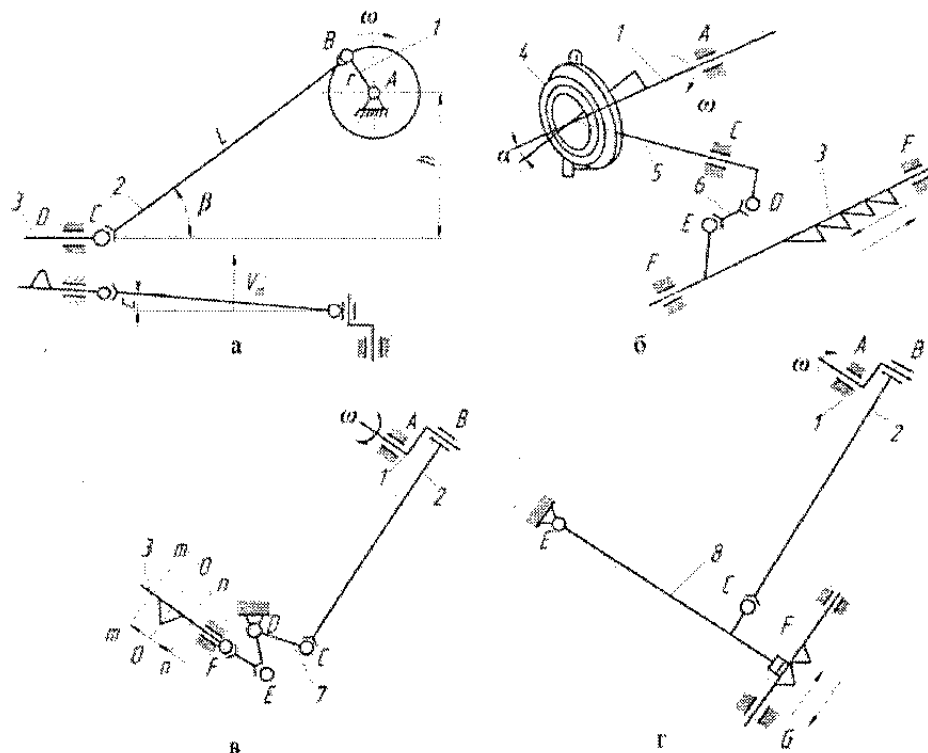


Рисунок 8.1 – Схеми механізмів приводу ножа:

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. 8.1,б). На підшипниках кривошипа 1 посаджено шайбу 4. Її вісь розміщена під кутом α до осі ланки 6. Через підшипники шайбу з'єднано з вилкою 5, вилку шарнірно – із з'єднувальною ланкою 6, а її – із головкою ножа.

За рівномірного обертання кривошипа шайба коливається і провертає вилку на певний кут, спричинюючи рух з'єднувальної ланки, яка передає зворотно-поступальний рух ножу.

Коливальна шайба – компактний механізм. Її основні частини можна винести із зони зрізу рослинної маси. Такий механізм застосовують у валкових жатках, жатках кормо- і зернозбиральних комбайнів “Нива-Ефект”, “Дон”, “Славутич” тощо.

Кривошипно-повзунний механізм з коромислом (рис. 8.1,в) застосовують у валкових жатках (ЖВН-6Б) і жатках зернозбиральних комбайнів (“Нива”, “Енисей” та ін.), як правило, з лівого боку.

Коромисло 7, діючи на ніж 3, не тільки приводить його у зворотно-поступальний рух, а й притискує головку ножа до напрямних пластин. Сила тиску залежить від положення осі шарніра D . Коли вісь OO симетрії сегмента розміщується між осьовими лініями mn і mt пальців, вісь шарніра встановлюють у таке положення, за якого ніж і з'єднувальна ланка EF лежать на одній лінії. Таке положення зменшує силу дії на ніж при відхиленні ланки EF .

Кривошипно-повзунний механізм з водилом (рис. 8.1,з) застосовують у жатках для збирання бобових культур. Такий механізм передає рух ножу в його центральній частині. Водило δ та інші ланки механізму можуть розміщуватися між ведучою і веденою гілками конвеєра, що унеможливує намотування стебел чи стерні на ланки.

Визначення геометричних та кінематичних параметрів сегментно-пальцевих різальних апаратів. Максимальні швидкості й прискорення ножа центрального (аксіального) і зміщеного (дезаксіального) при $l = (15-25) r$ механізмів приводу, а також МКШ відрізняються на 5-10 %. Беручи до уваги незначні відхилення, технологічні й енергетичні параметри роботи різальних апаратів з різними механізмами приводу ножа з достатньою точністю можна розраховувати для аксіального механізму.

Кінематичні характеристики ножа – переміщення x , швидкість u_n і прискорення j_n – визначимо для аксіального механізму (вісь обертання кривошипа і ніж розміщуються на одній лінії).

Переміщення ножа. Нехай кривошип AB радіусом r (рис. 8.2) обертається за ходом годинникової стрілки з кутовою швидкістю ω .

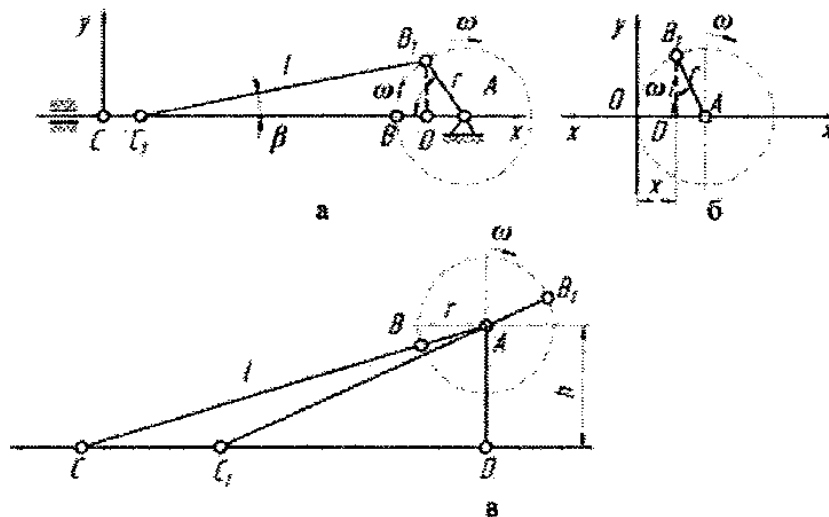


Рисунок 8.2 – Схема до визначення переміщення ножа:
а, б – з аксіальним кривошипно-повзунним механізмом його приводу;
в – дезаксіальним

Вибираємо систему координат xOy . Якщо кривошип і шатун BC завдовжки l розміщуватимуться на одній лінії, то вздовж осі x , то кут повороту кривошипа дорівнюватиме нулю ($\alpha t = 0$), аніж займе крайнє ліве положення (точка C). Коли кривошип за деякий проміжок часу t повернеться на кут αt , шатун займе положення B_1C_1 .

Переміщення ножа $x = AC - AC_1$.

Оскільки $AC = r + lAC_1 = l \cos \beta + r \cos \alpha t$, то $x = r + l - l \cos \alpha t$ або $x = r(1 - \cos \alpha t) + l(1 - \cos \beta)$.

Як видно із рис. 8.2, $B_1D = r \sin \alpha t - l \sin \beta$. Тоді $\sin \beta = (r/l) \sin \alpha t$;

$\cos \beta = [1 - (r/l) \sin^2 \alpha t]^{1/2}$. Якщо $r/l = 0,1 - 0,04$, то $\cos \beta = 0,996 - 0,999$.

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

$$x = r(1 - \cos \omega t) \quad (8.1)$$

Залежність (8.1) є рівнянням правильного гармонічного коливання.

Зі схеми (рис. 8.2,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 (8.1) за t , отримаємо залежність зміни швидкості ножа у відносному переміщенні від кута повороту кривошипа

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} = u_H = \omega t \sin \omega t \quad (8.2)$$

Прискорення ножа. Здиференціювавши рівняння (8.2) за t , дістанемо залежність зміни прискорення у відносному переміщенні від кута повороту кривошипа

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = j_H = \omega^2 r \cos \omega t \quad (8.3)$$

Хід ножа. При повороті кривошипа на кут $\omega t = \pi$ (рис. 8.2, а) переміщення ножа з аксіальним кривошипно-повзунним механізмом приводу у відносному русі становитиме $x = 2r$. Таке переміщення називають ходом ножа $S = 2r$.

У зміщеному (дезаксіальному) механізмі (рис. 8.2, в) ніж буде у крайньому лівому положенні тоді, коли шатун BC і кривошип AB розміщуватимуться на одній лінії, а у крайньому правому (точка C_1), – коли вони збігатимуться (лінія AB_1 і B_1, C_1).

Тоді хід ножа $S = DC - DC_1$. Оскільки $DC = \sqrt{(l+r)^2 - h^2}$, а $DC_1 = \sqrt{(l+r)^2 - h^2}$, то $S = \sqrt{(l+r)^2 - h^2} - \sqrt{(l+r)^2 - h^2}$. При $l = 25r$ і $h = 7r$ маємо $S = 2r - 1,075r$, тобто хід ножа на 7,5 % більший від подвоєного радіуса кривошипа.

Усе це потрібно враховувати при центруванні ножа. Якщо для апарата нормального різання радіус кривошипа $r = 38,1$ мм, то збіг осьових ліній сегментів і пальців можна встановити тільки в одному із крайніх положень ножа.

Для дезаксіального механізму характерним є те, що час ходу ножа вліво буде меншим, ніж час зворотного ходу. Тому і середні швидкості ножа при прямому і зворотному ході будуть неоднакові.

Щоб забезпечити стійкість пальцевого бруса у вертикальній площині, потрібно, аби кривошипний вал дезаксіального механізму обертався проти ходу годинникової стрілки, якщо пальцевий брус розміщений зліва від кривошипа, і за ходом годинникової стрілки – якщо він розміщений справа. У цих випадках максимальне зусилля нормального тиску спрямоване вниз і притискує пальцевий брус до ґрунту, забезпечуючи стійкий хід ножа.

У машинах для скошування стеблостою застосовують різальні апарати, які мають хід ножа менший, ніж крок пальців і сегментів, або більший, тобто з недобігом і перебігом ножа. Як засвідчують експериментальні дослідження, з

метою дотримання оптимальних значень швидкостей початку і кінця різання, а також максимальних сил інерції на тому самому рівні в різальних апаратах з більшою частотою обертання кривошипа бажано передбачати недобіг ножа, а з меншою – перебіг.

Графіки зміни кінематичних характеристик ножа залежно від кута повороту кривошипа показано на рис. 8.3. Як бачимо, максимальну швидкість ніж матиме при його середньому положенні ($x = r$; $\omega t = \pi/2$), а максимальне прискорення – у разі крайніх положень ножа ($x = 0$; $x = 2r$; $\omega t = 0$; $\omega t = \pi$).

Аналіз кінематичного режиму роботи ножа можна значно спростити, якщо швидкість і прискорення виразити залежно від переміщення X .

Так, виключивши із залежностей (8.2) і (8.3) кут повороту ωt , отримаємо рівняння еліпса

$$\left(\frac{r-x}{r}\right)^2 + \left(\frac{u_H}{r\omega}\right)^2 = 1 \quad (8.4)$$

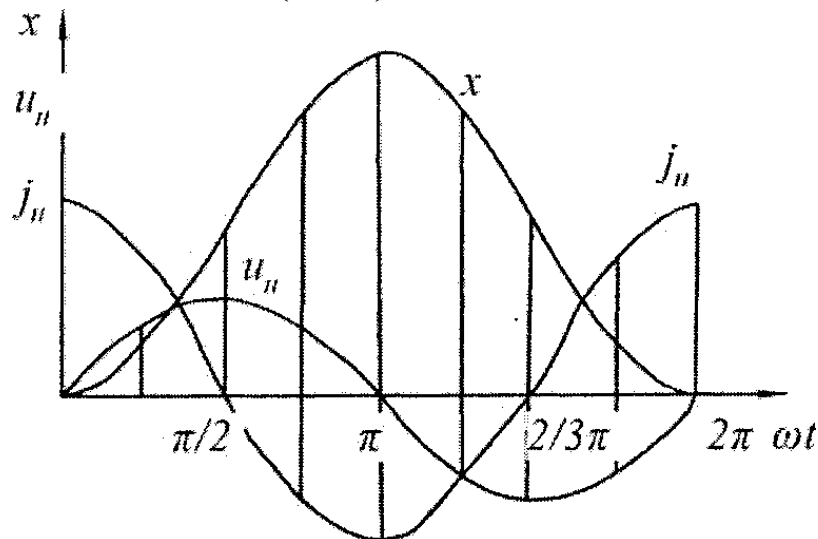


Рисунок 8.3 – Графік переміщення (x), швидкості (u_n) і прискорення (j_n) ножа залежно від кута повороту кривошипа

Розв'язуючи разом рівняння (8.4) і (8.3), дістанемо рівняння прямої

$$j = \omega^2 r - \omega^2 x \quad (8.5)$$

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

$$(r-x)^2 + u_n^2 = r^2 \quad (8.6)$$

Графік швидкості сегмента залежно від переміщення ножа при $\omega = 1$ показано на рис.8.4. Так, при x_1 швидкість $u_1 = A_1 D_1 \omega$, а при швидкість $u_2 = A_2 D_2 \omega$. Швидкість ножа залежно від його переміщення можна визначити ще й у такий спосіб.

Із рис. 8.2,б видно, що ордината точки B_1 становить

$$y = r \sin \omega t \quad (8.7)$$

Тоді зі залежностей (8.7) і (8.12) матимемо, що

$$u_n = \omega y \quad (8.8)$$

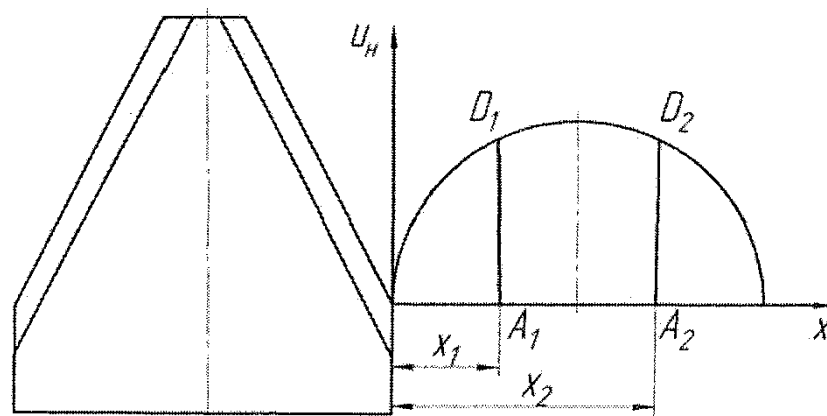


Рисунок 8.4 – Графік швидкості сегмента ножа залежно від його переміщення

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. 8.5).

Від вибраної точки B на сегменті відкладемо відрізок BO , який дорівнює радіусу кривошипа r , а із точки O радіусом r проведемо півколо (8.7) і (8.8).

Початок різання стебла відповідає такому положенню робочої частини сегмента, за якого точка B сегмента стикається з точкою B_1 протирізальної частини.

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

$$u_{нс} = B_1C\omega \quad (8.9)$$

Кінець різання відповідає положенню A_1B_2 сегмента, коли його точка A зіткнеться з кромкою протирізальної пластини. Швидкість кінця різання

$$u_{нк} = y_k\omega = B_2K\omega \quad (8.10)$$

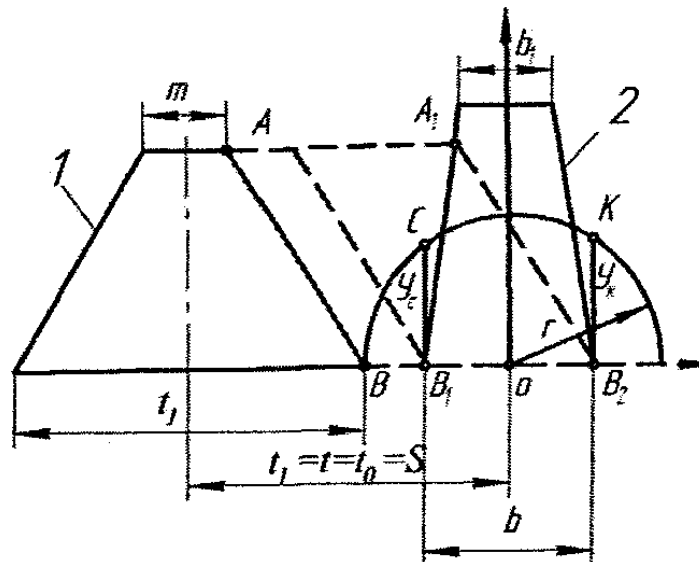


Рисунок 8.5 – Схема до визначення швидкостей початку і кінця різання для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа:

1 – різальна частина сегмента; 2 – протирізальна пластина (вкладиш)

Графік $СК$ характеризує швидкість будь-якої точки сегмента, що лежить між точками A і B різальної кромки. Знаючи максимальну швидкість ножа

$u_{n \max} = \omega r$, наприклад 3 м/с, яка відповідає значенню радіуса кривошипа r , наприклад 38 мм, визначають кількість швидкості, в одному міліметрі, тобто $3/38$. Отримане значення множать на ординату y_c , y_k (або проміжні) й визначають числове значення швидкостей.

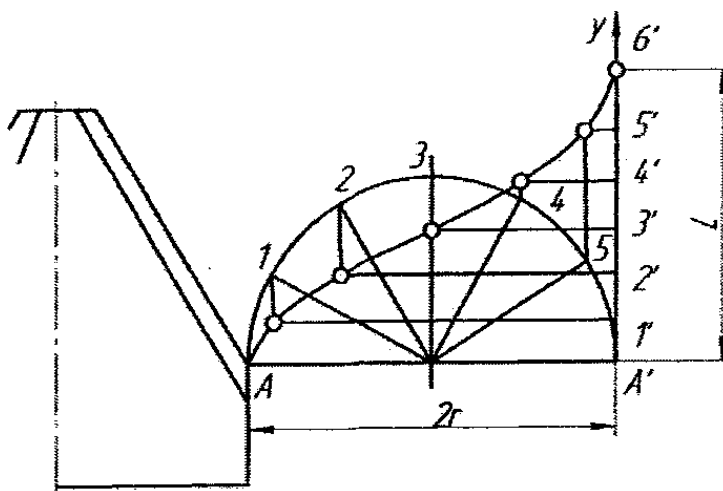


Рисунок 8.6 – Траєкторія абсолютного руху точки різальної кромки сегмента

Із рис. 8.5 видно, що різання стеблової маси відбувається зі змінною швидкістю. Швидкість різання залежить також від того, як сегменти установлені в крайніх положеннях ножа відносно протирізальних пластин. Якщо осі симетрії сегментів і пальців у крайніх положеннях ножа збігаються (аксіальний механізм приводу) або зміщені (дезаксіальний) на однакову відстань, то такий різальний апарат називають відцентрованим. Якщо осі симетрії сегмента і пальця в одному крайньому положенні зміщені на більшу величину, ніж в іншому, то такий різальний апарат невідцентрований (зміщений). За зміщеного ножа швидкості початку і кінця різання знижуються, особливо в апаратах низького різання і з некратним ходом ножа.

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

За час повороту кривошипа на кут $\omega t = \pi$ сегмент із крайнього лівого положення зміститься у крайнє праве, а машина переміститься в напрямку осі y (рис. 8.6.) на відстань L , яку називають *подачею*, тобто

$$L = V_m \cdot t = V_m \cdot \frac{\pi}{\omega} \quad (8.11)$$

де V_m – швидкість машини, м/с.

Використовуючи залежності (8.1) і $y = V_m \cdot t$, можна побудувати траєкторію абсолютного руху будь-якої точки сегмента, задавши певні проміжки кута повороту кривошипа, наприклад $\omega t = \pi/6$. Оперативніше це можна здійснити графічним способом. Для цього півколо кривошипа радіусом r і подачу b (рис. 8.6) розбивають на однакову кількість частин, наприклад на шість. Точки перетину вертикалей, проведених через точки поділу півкола

(1, 2 і т.д.), і горизонталей, проведених через точки поділу подачі (1', 2' і т.д.), визначають траєкторію абсолютного руху точки *A* сегмента. Інші точки сегмента здійснюватимуть рух по таких самих траєкторіях.

Відхилення стебел, висота стерні. Під час роботи сегментно-пальцевого різального апарата одна частина стебел зрізується без відхилення (рис. 8.7, *a*), а інша – з відхиленням від вихідного положення (рис. 8.7, *б*). У першому випадку висота стерні *H* дорівнюватиме висоті *h* установлення ножа над рівнем поля, а в другому – висота стерні визначиться як гіпотенуза прямокутного трикутника, тобто

$$H = \sqrt{h^2 - q_{\Pi}^2} \quad (8.12)$$

де q_{Π} – поперечне відхилення.

Відхилення стебел, а отже, і висота стерні залежать як від конструктивних особливостей різального апарата, так і від режиму його роботи. Таким чином, для цього різального апарата характерним є те, що під час його роботи висота стерні буде нерівномірною і здебільшого перевищуватиме висоту встановлення ножа над рівнем поля, а це призведе до втрат урожаю. Наприклад, збільшення висоти стерні на 10 мм при скошуванні трав спричинює недобір 9-10 % урожаю.

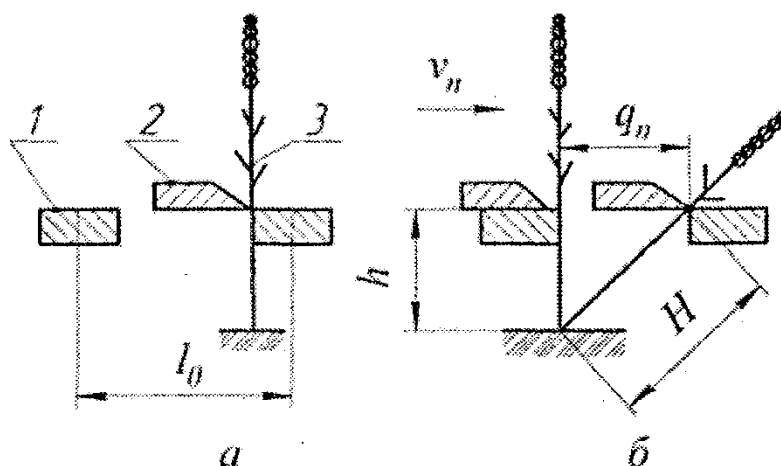


Рисунок 8.7 – Схема визначення висоти стерні:
 а – без відхилення стебла; б – з відхиленням стебла;
 1 – протирізальна пластина; 2 – ніж; 3 – стебло

Для вивчення характеру відхилення стебел простежимо за переміщенням сегмента ножа різального апарата нормального різання і його дією на стебла, розміщені в один ряд біля лівої 1 протирізальної кромки правого вкладиша (рис. 8.8) зі середньою шириною *l*.

Визначимо подачу *L* за залежністю (8.11). Оскільки відомі значення кроку пальців t_0 , радіус кривошипа *r*, параметри робочої частини сегмента, побудуємо чотири положення сегмента (0–I–II–III) і траєкторії абсолютного руху точок різальної кромки сегмента (рис. 6.8, *a*). Позначимо точки перетину траєкторій з лівою кромкою правого вкладиша, тобто точки *a*, *b*, *c*, *d*. Довільно

проведемо лінію AB (рис. 8.8,б), яка позначає рівень поля, і спроектуємо на неї ці точки (точки a' , b' , c' і d').

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

На ділянці bc стебла відхиляються іншою кромкою сегмента і будуть зрізані нею біля правої кромки лівого вкладиша. Таке відхилення називають *поперечним*. Відхилення q_1 (рис. 8.8, а) визначають як гіпотенузу прямокутного трикутника з катетом t_0-l і кутом θ . Кут θ визначають графічно (можна і аналітично) із трикутника з катетами L і πr , тобто $\text{tg}\theta = L / \pi r$. Тоді висота стерні на цій ділянці $H = \sqrt{h^2 + q_1^2}$, тобто як гіпотенузу прямокутного трикутника з катетами h і q_1 .

У наведених залежностях θ – кут між дотичною в середній точці абсолютної траєкторії точки сегмента і напрямком відносного руху ножа.

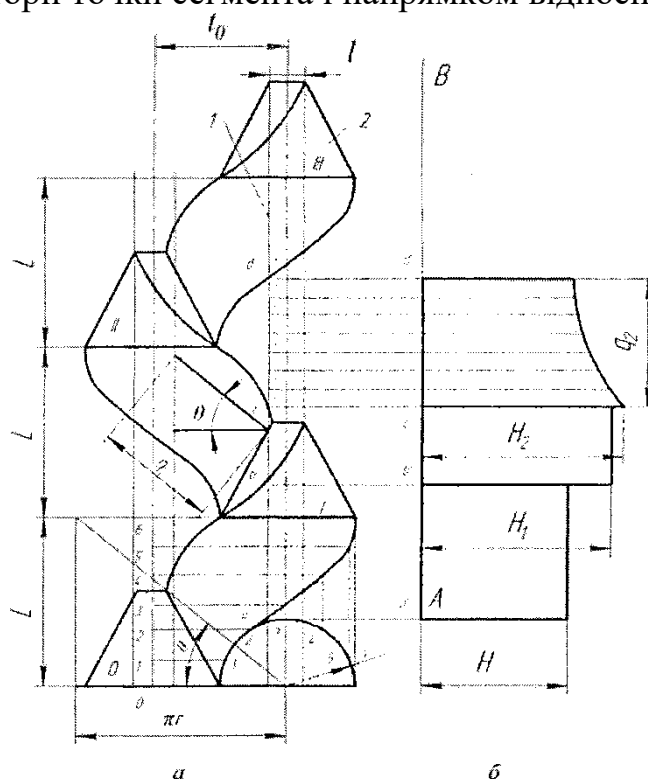


Рисунок 8.8 – Траєкторії абсолютного руху точок різальної кромки сегмента за півтора оберта кривошипа (а) і графік зміни висоти стерні (б): 1 – ліва кромка вкладиша; 2 – робоча частина сегмента; 0–I–II–III – положення сегмента

Беручи до уваги рівняння руху точок сегмента ножа $x = r(l - \cos\omega t)$ та $y = V_M t$, можна визначити тангенс кута θ , а саме:

$$\text{tg}\theta = \frac{dy}{dx} = \frac{dy/dt}{dx/dt} = \frac{L}{\pi r \sin\omega t}$$

Значиння кута θ буде мінімальним, якщо $\omega t = \pi/2$, тобто $\text{tg}\theta = L / \pi r$.

На ділянці cd стебла відхиляються пальцьовим брусом (поздовжнє відхилення) і зрізуються у точці d . У цьому разі поздовжнє відхилення для кожного стебла буде різним. Отже, різною буде і висота стерні. Так, для

стебла, яке знаходиться у точці 1, поздовжнє відхилення q_2 визначається відрізком, який дорівнює відстані від точки 1 до точки 8, а для стебла, яке знаходиться у точці 2, – відрізком, який дорівнює відстані від точки 2 до точки 8 і т.д. Висота стерні H_2 для точки 1 буде $H_2 = \sqrt{h^2 + q_2^2}$, тобто як гіпотенуза прямокутного трикутника з катетами h і q_2 .

Із рис. 8.8 видно, що зі збільшенням кроку пальців і подачі поперечне відхилення стебел, а отже, і висота стерні збільшуються. Поздовжнє відхилення залежить переважно від подачі. Крім цього, теоретичні та експериментальні дослідження свідчать про те, що за різних подач можливі ділянки подвійного пробігу різальних кромки сегмента, що призводить до втрат урожаю внаслідок повторного перерізання зрізаних стебел.

Оскільки відхилення стебел збільшує середню висоту стерні, то висоту h установлення ножа над рівнем поля беруть меншою, ніж висоту H стерні, передбаченою агротехнічними вимогами, тобто $h = \eta H$, де η – коефіцієнт пропорційності.

Для косарок $\eta = 0,55-0,90$; більші значення відповідають швидкостям руху косарки в межах 4-6 км/год, менші – 9-12 км/год.

Затиснення стебел різальною парою. На стебло m (рис. 8.9), затиснене різальними кромками сегмента і вкладиша, діють нормальні реакції N_1 і N_2 , а також сили тертя F_1 і F_2 , які дорівнюють

$$F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1 \qquad F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2$$

де φ_1 і φ_2 – кути тертя стебла по поверхні різальної кромки відповідно сегмента і вкладиша. Умови рівноваги стебла в прямокутній системі координат матимуть вигляд

$$\left. \begin{aligned} \sum x &= N_1 \sin \gamma - F_2 - F_1 \cos \gamma = 0 \\ \sum y &= N_2 \sin \gamma - F_1 - F_1 \cos \gamma = 0 \end{aligned} \right\} \quad (8.13)$$

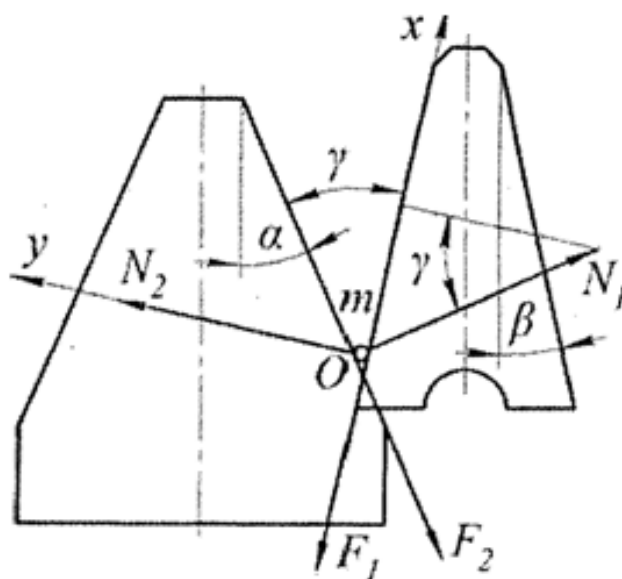


Рисунок 8.9 – Схема визначення умов затиснення стебла різальною парою

Стебло не виштовхуватиметься із розхилу різальної пари за умови

$$F_2 \geq N_1 \sin \gamma - F_1 \cos \gamma \quad (8.14)$$

Підставивши значення P_1 і P_2 із попередніх залежностей і використавши друге рівняння (8.13), остаточно отримаємо

$$\operatorname{tg} \gamma \leq \operatorname{tg}(\varphi_1 + \varphi_2) \quad (8.15)$$

Оскільки $\gamma = \alpha + \beta$, де α і β – кути нахилу відповідно кромки сегмента і вкладиша до осей їх симетрії, отримаємо умову не виштовхування стебла із розхилу різальної пари

$$\alpha + \beta \leq \varphi_1 + \varphi_2 \quad (8.16)$$

Залежно від вологості рослин і гостроти кромки сума кутів їх тертя для пшениці і жита становить $20-35^\circ$, а для трав $25-60^\circ$. Для сегментів з насічками значення кутів збільшують на $30-50\%$. У зв'язку з цим кут розхилу в різальній парі для валкових жаток беруть $30-45^\circ$, для жаток зернозбиральних комбайнів – 30° , для косарок – 36° , для жаток кормозбиральних комбайнів – 45° .

Площі подачі й навантаження на сегмент. Площа подачі – це площа поля, на якому стебла зрізуються одним сегментом за один хід ножа.

Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа площу подачі f_{II} визначають за такою залежністю:

$$f_{II} = LS = Lt_0 = Lt \quad (8.17)$$

де L – подача;
 S – хід ножа;
 t_0 – крок пальців;
 t – крок сегментів.

Для апарата низького різання:

$$f_{II} = LS = 2Lt_0 = Lt$$

Для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа:

$$f_{II} = LS = 2Lt_0 = 2Lt$$

Площа навантаження – площа поля, з якого сегмент зрізує стебла за один хід ножа біля одного пальця. Ця площа f_H пов'язана з площею подачі f_{II} залежністю:

$$f_H = kf_{II} = kLS$$

де k – коефіцієнт, що враховує тип апарата.

Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа:

$$f_H = LS, \text{ тобто } k = 1$$

Для апарата низького різання біля крайнього пальця

$$f_H = 0.68LS, \text{ тобто } k = 0,68.$$

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

$$f_H = 0.32LS, \text{ тобто } k = 0,32.$$

Отже, максимальне навантаження мають апарати нормального різання з

одинарним ходом ножа, а мінімальне – з подвійним.

Якщо врахувати, що кількість стебел, що зрізуються сегментом біля вкладиша, пропорційна площі навантаження, то в апараті нормального різання з одинарним ходом ножа сегмент зрізуватиме одночасно більше стебел, ніж в інших типах апаратів. Кількість стебел, що зрізуються одночасно, впливає на сили опору на різання і потужність, яка витрачається.

Зусилля, що діють на ніж. Зусилля T , потрібне для приведення ножа в рух (рис. 8.10),

$$T = R_p + R_j + F, \quad (8.18)$$

де R_p – середнє значення зусилля опору різанню;

R_j – зусилля інерції ножа;

F – зусилля тертя ножа у пальцьовому брусі.

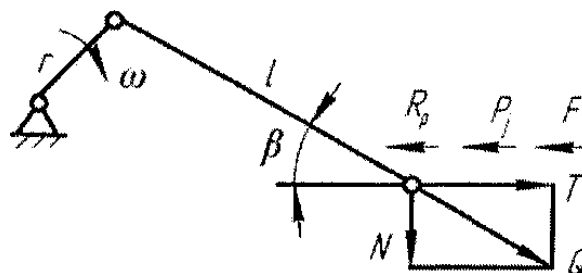


Рисунок 8.10 – Схема сил, що діють на ніж

Опір різанню залежить не тільки від кількості стебел, що зрізуються, а й від біологічного виду рослин та їх розвитку, від морфологічних особливостей і метеорологічних умов. Закономірність зміни зусилля опору різанню поки що не встановлено.

Зусилля тертя F складається із зусилля тертя F_1 що визначається зусиллям ваги ножа, і зусилля тертя F_2 , що викликається реакцією N шатуна, який діє перпендикулярно на ніж, тобто

$$F = F_1 + F_2,$$

де $F_1 = fG$; $F_2 = fN$,

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. 6.10). Підставивши значення T із залежності (6.18), отримаємо

$$F_2 = \frac{(R_p + P_j + fG) \operatorname{tg} \beta f}{1 - \operatorname{tg} \beta} \quad (8.19)$$

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

$$R_{p.m.} = R_p + F = BQ_{II}$$

де B – ширина захвату жатки (косарки);

Q_{II} – питомий опір на різання і тертя; $Q_{II} = 750$ Н/м.

Сила інерції P_j пропорційна масі m ножа і прискоренню, тобто

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

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 $N = Tu_n$, де T – зусилля опору ножа переміщенню; u_n – 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 на переміщення пальцевого бруса косарки

$$N_{II} = F_{II} \cdot V_m \quad (8.20)$$

де F_{II} – зусилля опору переміщенню пальцевого бруса по стерні;
 V_m – швидкість машини.

При цьому

$$F_{II} = f(Q_1 + Q_2) + BT_{II} \quad (8.21)$$

де $f = 0,3-0,5$ – коефіцієнт тертя пальцевого бруса по ґрунту;
 $Q_1 = 250-350$ і $Q_2 = 80-150$ – зусилля тиску на ґрунт відповідно внутрішнього і зовнішнього башмака, Н;
 B – ширина захвату косарки, м;
 $T_{II} = 80-100$ – питомий опір проникненню різального апарата у смугу стеблостою, Н/м.

2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Відповідно до теми, що досліджується, з розрахунку параметрів сегментно-пальцевих різальних апаратів та з урахуванням поставленої мети:

Таблиця 8.1 – 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 H , 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 8.2 – Геометричні параметри деталей різальної пари (рис.6.11)

Варіант	Тип різального апарата	Розмір, мм									
		t	t_0	b	f_1	e	b_1	h_1	S	$k=f_H/f_{II}$	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. 8.1) та графічних побудовань (табл. 8.2);

2) графічно побудувати та визначити швидкості початку та кінця різання відповідно до рис. 8.5 та залежностей (8.9) та (8.10);

3) побудувати траєкторію абсолютного руху ножа – рис. 8.6 та залежності (8.11).

4) побудувати графік зміни висоти стерні відповідно до рис. 8.8.

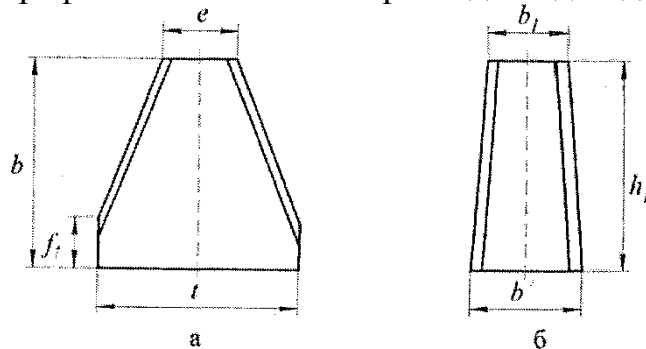


Рисунок 8.11 – Деталі різальної пари: а – сегмент; б – вкладиш

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 привід вала кривошипа сегментно-пальцевого різального апарата?

ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЬОВИХ РІЗАЛЬНИХ АПАРАТІВ”

1. Визначити максимальну швидкість ножа апарата нормального різання і переміщення машини за один хід ножа за вихідних даних: швидкість машини 7,2 км/год, частота обертання вала кривошипа 450 хв^{-1} , хід ножа 76,2 мм.

2. Розрахувати максимальну швидкість різання стебел сегментно-пальцьовим апаратом нормального різання з подвійним пробігом ножа, якщо хід ножа 152 мм, кутова швидкість вала кривошипа 32 рад/с.

3. Визначити площі подачі і навантаження при роботі сегментно-пальцьового апарата нормального різання з одинарним пробігом ножа за швидкості машини 8 км/год, частоти обертання кривошипа 450 хв^{-1} , радіус 38,1 мм.

4. Обчислити максимальну швидкість ножа і переміщення різального апарата за один хід ножа, якщо машина переміщається зі швидкістю 6,5 км/год, частота обертання вала 452 хв^{-1} , різальний апарат нормального типу, хід ножа 76,2 мм.

5. Розрахувати площу ділянки, з якої стебла будуть зрізані сегментом за один хід ножа, і встановити тип різального апарата, якщо машина рухається зі швидкістю 5,4 км/год, частота обертання вала кривошипа 450 хв^{-1} , хід ножа, крок сегмента і крок пальців 76,2 мм.

6. Визначити швидкість сегмента на початку і в кінці різання різального апарата, якщо частота обертання кривошипа 540 хв^{-1} , крок сегментів 76,2 мм, ширина передньої основи сегмента 16 мм, ширина задньої основи сегмента 76 мм, ширина верхньої основи протирізальної пластини 22 мм, нижньої 24 мм.

7. Обчислити частоту обертання вала кривошипа різального апарата нормального типу і переміщення машини за один хід ножа, якщо збиральний агрегат рухається зі швидкістю 3,6 км/год, максимальна швидкість ножа 1,9 м/с, хід ножа 76,2 мм.

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ОЧИСТКИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

Мета роботи: по заданих даних визначити параметри та режими решіт грохота і вентилятора.

Формат листа графічної частини – А3
Рекомендований масштаб – 1:5

1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Сучасні зернозбиральні комбайни конструюють, як правило, з однією системою очищення, що складається з вентилятора, двох коливних решіт і транспортувальних пристроїв (рис. 9.1).

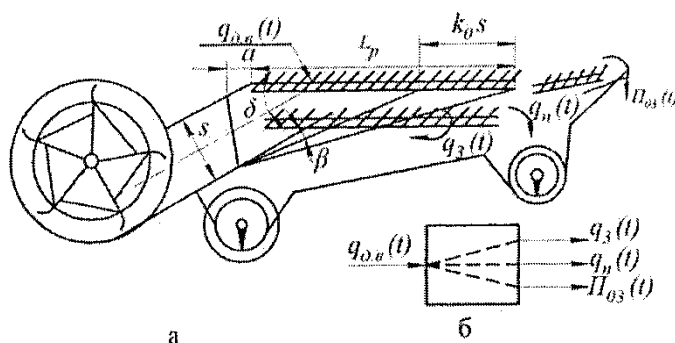


Рисунок 9.1 – Схеми системи очищення зернозбирального комбайна:
а – технологічна; б – функціональна

Решета в більшості конструкцій – з регульованим живим перерізом (жалюзійні), а вентилятор – відцентрового типу. Взаємне розташування вихідного каналу і верхнього решета має бути таким щоб потік повітря обробляв решето по усій його довжині L_p . Якщо верхня кромка каналу розташована приблизно на рівні решета і на відстані a від нього, то

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

$$s = (L_p + a) \sin(\delta - \beta) / [\cos \beta + k_0 \sin(\delta - \beta)] \quad (9.2)$$

де s – висота каналу;

δ – кут нахилу повітряного потоку до площини решета; $\delta = 25-30^\circ$;

β – кут розширення струменя; $\beta = 12-16^\circ$;

k_0 – коефіцієнт, що враховує відхилення повітряного потоку решетом;

$k_0 = 0,5-0,6$.

Через складність процесу взаємодії повітряного потоку і дрібного вороху, що поступає на решето, а також зміну подачі $q_{д.в.}(t)$ дрібного вороху і його стану розміри решіт і конфігурацію простору для роботи повітряного потоку встановлюють на основі експериментальних даних і багаторічного

досвіду конструювання і випробування систем очищення.

Вибір параметрів решета. Рівняння матеріального балансу вороху в системі очищення можна записати так:

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

де $q_3(t)$, $\Pi_{03}(t)$ та $q_{\Pi}(t)$ - три вихідних потоки зерна, втрат вільного зерна і вороху, що йде на повторний обмолот (рис. 9.1).

У більшості випадків дані щодо дійсного характеру зміни $q_{\text{д.в.}}(t)$ і усіх вихідних потоків очищення в умовах нормального функціонування комбайна відсутні. Конструювання і розрахунок елементів системи очищення виконують за усередненою подачею $q_{\text{д.в.}}^p$ дрібного вороху, що поступає на очищення.

Зазвичай розрахунок $q_{\text{д.в.}}^p$ (кг/с) здійснюють за балансом зерна, що надходить в молотарку, без урахування втрат. Якщо розрахункова подача рослинної маси q_p (кг/с), а відносний вміст зерна в цій масі β , то $q_p \beta - q_{\text{д.в.}} \cdot \beta_в$, де $\beta_в$ - відносний вміст зерна в дрібному вороху; для розрахунків приймають $\beta_в = 0,75-0,90$.

З цієї рівності отримаємо, що

$$q_{\text{д.в.}}^p = \frac{\beta \cdot q_p}{\beta_в} \quad (9.4)$$

Використовують для розрахунку і іншу формулу

$$q_{\text{д.в.}}^p = (1 - \beta_c \cdot k) \cdot q_p \quad (9.5)$$

де β_c - відносний вміст соломи в рослинній масі;

k - коефіцієнт, що характеризує вологість зерна ω_3 . Для пшениці:

ω_3	<10	10-15	>15
k	0.6-0.7	0.7-0.8	0.8-0.9

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

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

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

Ширину решета F_p приймають рівною ширині соломотряса B_c і узгоджують з допустимим навантаженням $q_{\text{д.в.дон.}}$, що припадає на 1 дм ширини,

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

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

У комбайнів вітчизняного виробництва КЗС-9 “Славутич” $L_p = 1018$ мм, $B_p = 1440$ мм для верхнього решета і $B_p = 1256$ мм – для нижнього.

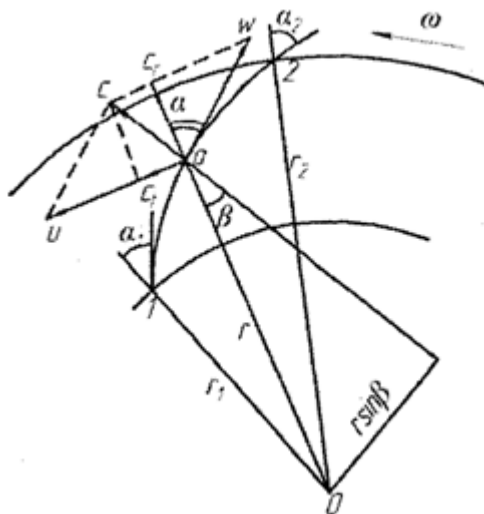


Рисунок 9.2 – Виведення рівняння відцентрового вентилятора

Що стосується інших параметрів систем очищення, то в сучасних комбайнів вони знаходяться в таких межах: кут нахилу решіт до горизонту 3-7°; амплітуда коливань решіт 60-80 мм для верхнього решета і 30-40 мм для нижнього решета; частота коливань решіт 200-300 хв⁻¹.

Вибір і обґрунтування основних параметрів вентилятора. Як уже відзначалося, в системах очищення зернозбиральних комбайнів найчастіше застосовуються відцентрові вентилятори. Теоретичною основою розрахунку основних параметрів вентилятора є відоме рівняння Ейлера для теоретичного тиску H_m , який створюється вентилятором при допущенні, що робоче колесо має нескінченне число лопатей, а їх товщина дорівнює нулю.

Нехай лопать 1-2 (рис. 9.2) обертається навколо центра O з кутовою швидкістю ω . Форма лопаті визначається зміною кута α (від α_1 на вході лопаті до α_2 на виході) між дотичною до поверхні лопаті і радіус-вектором r . Кількість руху маси m' (кг/с) повітря, що знаходиться на відстані $r = Oa$ від центра O , буде $m'c$, а момент M кількості руху відносно цього центра $M = m'cr\sin\beta$, причому c – абсолютна швидкість частки повітря.

Оскільки $cr\sin\beta = c_t$ (рис. 9.2), то зміна моменту кількості руху маси m' повітря при її переміщенні від точки 1 до точки 2 може бути визначена за залежністю

$$\Delta M = M_2 - M_1 = m'(r_2c_{t2} - r_1c_{t1}) \quad (9.8)$$

а енергія, набута повітрям в одиницю часу, дорівнюватиме

$$L = \Delta M\omega = m'(u_2c_{t2} - u_1c_{t1}) \quad (9.9)$$

де індекси 1 і 2 належать відповідно до точок 1 і 2 лопаті; u – колові швидкості.

При витраті повітря W (м³/с) маємо, що $m' = W\rho$ (ρ – щільність повітря,

кг/м³). Тоді для теоретичного тиску (напору) рівняння Ейлера матиме вигляд

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

Підставляючи в це рівняння ρ (кг/м³), и i c_t , (м/с) отримаємо H_m в паскалях (Па).

З трикутника швидкостей (c , ω , u) маємо $c_t = u - c_r \operatorname{tg} \alpha$, а з умови нерозривності струменя $W = 2\pi r c_r B_B$, де B_B – ширина лопаті (рис. 9.2).

Підставляючи значення c_t , в точках 1 і 2 в рівняння (12.10) і вважаючи $u = r\omega$, знайдемо

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

де
$$H_{t0} = \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2); \quad B_T = \frac{\rho \omega (\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1)}{2\pi B_B} \quad (9.12)$$

При ω – соті в одного і того ж вентилятора теоретичний тиск лінійно пов'язаний з витратою повітря W , і відповідно до знака B_T (залежно від співвідношення між кутами α_2 і α_1) можливі три види функції H_m (рис. 9.3,а).

Дійсний тиск h (рис. 9.3,б), що створюється відцентровим вентилятором, відрізняється від теоретичного через кінцеве число лопатей і втрат. Тиск h нелінійно пов'язаний з витратою і може бути виражений співвідношенням

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

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

Рівняння неважко привести до виду

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

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

Для одного і того ж вентилятора при $\rho = \text{const}$ маємо $H_T / n^2 = \text{const}$; $W/n = \text{const}$. Отже, за постійного манометричного ККД ($\eta = h / H_T$) вентилятора певної конструкції будуть справедливі такі основні співвідношення:

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

де N – потужність, потрібна для створення потоку з витратою W і тиском h .

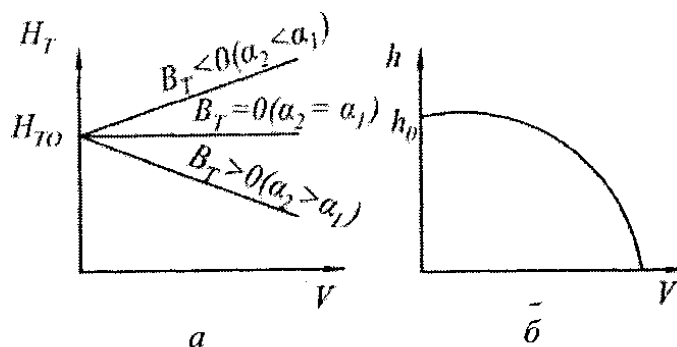


Рисунок 9.3 – Напірні лінії: а – теоретичні; б – дійсна

Розрахунок вентилятора полягає у визначенні основних його геометричних розмірів, частоти обертання n і необхідної потужності N на привод. Початковими для розрахунку є середня швидкість c'' потоку повітря на виході з каналу, витрата повітря W і загальний тиск h .

Швидкість повітряного потоку обумовлена аеродинамічними властивостями компонентів дрібного вороху, що поступає на очищення. Для відділення легких домішок (полови, часток соломи) від зерна швидкість повітряного потоку має бути дещо меншою за критичну швидкість зерна. Критична швидкість зерна змінюється в широких межах і описується нормальним законом розподілу. Мінімальна критична швидкість насіння пшениці, жита і ячменю становить 8-9 м/с.

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

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

де $V_{кр\min}$ – найменша критична швидкість зерна;

φ – кут тертя;

α – кут нахилу елемента жалюзі до горизонту.

Витрату повітря обчислюють за співвідношенням

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

Причому ширина вентилятора B_B приймається рівною ширині решета B_p . Крім того, для відцентрових вентиляторів сільськогосподарського призначення

$$B_B \approx (3-4)s \quad (9.19)$$

Повний тиск A складається з динамічного h_d і статичного h_s тиску, тобто $h = h_d + h_s$. Динамічний тиск розраховують з огляду на середню швидкість потоку повітря: $h_d = 0.5\rho c''^2$, а статичний – на опори, що виникають в системі очищення. Сюди входить опір камери, решіт та інших елементів конструкції системи очищення, які можуть бути встановлені тільки дослідним шляхом. Як еквівалент опору повітряних мереж може бути використаний коефіцієнт режиму

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

Використовуючи відомі величини h і h_d , знайдемо, що

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

За дослідними даними для вентиляторів зернозбиральних машин $h = 0,22-0,24$, тоді

$$h_s \approx (16.5 - 20)h_d$$

Що стосується розмірів робочого колеса вентилятора (внутрішнього діаметра D_1 і зовнішнього D_2) та вхідного вікна (діаметр D_0), то досвід проектування і експлуатації відцентрових вентиляторів показує, що найбільш

прийнятні такі співвідношення

$D_1 = (0.35 - 0.5)D_2$; $D_0 = (0.65 - 0.8)D_2$; $D_2 = (1.65 - 2.5)s$ Частота обертання робочого колеса регулюється в межах $n_k = 450 - 1000 \text{ хв}^{-1}$.

2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Визначення ширини і довжини решета очистки. До комплексу робочих органів очистки входять: стрясна дошка, вентилятор, верхнє решето очистки, подовжувач решета очистки, нижнє решето очистки та скатна дошка.

Розрахунок параметрів та режимів роботи очистки проводять у певній послідовності.

1) Визначають ширину решета очистки B_{ep} в не прямокутному комбайні з виразу

$$B_{ep} = 0.9 \cdot B, \quad (9.21)$$

де B_{ep} – ширина решета грохоту, м;

B – ширина соломотряса, м;

За молотильного апарата бильного типу приймаємо

$$B = (1.0 - 1.1) \cdot L_6, \quad (9.22)$$

де L_6 – довжина барабана молотильного апарата, м (взято з попередньої роботи).

Якщо молотильний апарат штифтового типу, то

$$B = (1.2 - 1.4) \cdot L_6, \quad (9.23)$$

2) Обчислюють масу вороху, що надходить на грохот в одиницю часу,

$$q_{ep} = \frac{\beta}{\beta_{ep}} q_{cp}, \quad (9.24)$$

де q_{ep} – маса вороху, що надходить на грохот, кг/с;

β – коефіцієнт, що характеризує вміст зерна в загальній масі;

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

q_z , q_c – подача відповідно зерна і соломи, кг/с (взято з попередньої роботи);

β_{ep} – коефіцієнт, що характеризує вміст зерна у вороху, який надходить на очистку; $\beta_{ep} = 0.75 - 0.90$. Нижнє значення приймається у разі робіт на засмічених масах, верхнє – на чистих масах,

q_{cp} – середня подача хлібної маси в молотильний пристрій, кг/с,

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

де $B_{ж}$ – ширина захвату комбайна, м;

V_m – швидкість руху комбайна, м/с;

Q_z – урожайність зерна, ц/га.

3) Встановлюють довжину очистки L_{cp} за формулою

$$L_{cp} = \frac{q_{cp}}{B_{cp} \cdot q''}, \quad (9.26)$$

де L_{cp} – довжина очистки, м;

q_{cp} – маса вороху, що надходить на очистку, кг/с;

B_{cp} – ширина очистки, м; $B_{cp} = 1,27$ м;

q'' – секундне навантаження на одиницю площі решета; для жалюзійних регульованих решіт $q'' = 0,8-1,4$ кг/с/м².

Очистка в молотарках працює задовільно, якщо товщина шару вороху не перевищує 4-6 см, тому завжди після визначення розмірів решета очистки перевіряють товщину шару вороху.

4) Розраховують товщину шару вороху h' на решеті очистки

$$h' = \frac{q_{cp}}{B_{cp} \cdot V_{cp} \cdot \gamma_v}, \quad (9.27)$$

де h' – товщина шару вороху, м;

q_{cp} – подача вороху на очистку, кг/с;

B_{cp} – ширина грохоту, м;

V_{cp} – середня швидкість відносного переміщення вороху по решету, м/с;

γ_v – щільність вороху, який рухається по поверхні решета, кг/м³.

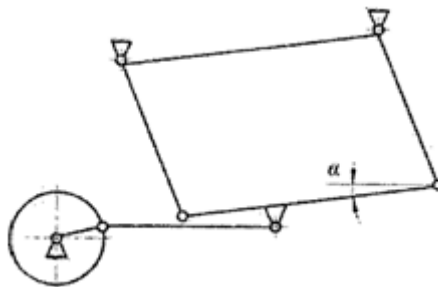


Рисунок 9.4 – Схема механізму приводу очистки

У формулі (9.27) невідомою величиною є V_{cp} – середня швидкість переміщення вороху по решету, м/с.

5) Визначають середню швидкість відносного переміщення вороху по решету, використовуючи рівність

$$V_{cp} = \frac{(S_1 - S_2) \cdot n}{60}, \quad (9.28)$$

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

n – число обертів приводного вала, хв⁻¹.

Переміщення вороху по решету за одне коливання визначають графоаналітичним методом, запропонованим проф. Б.А. Бергом.

Розглянемо випадок, коли решето отримує горизонтально спрямовані коливання (рис. 9.4) і його рух мало відрізняється від прямолінійного гармонійного коливального руху. Для цього будують в прямокутних

координатах діаграму зміни швидкості V і прискорень решета j , а також швидкості вороху u в період його переміщення по поверхні решета.

За постійної кутової швидкості обертання вала кривошипа приводу очистки кут повороту останнього φ' буде пропорційний часу $\varphi' = \omega t$.

По осі абсцис відкладають час у секундах відповідно до кутів повороту кривошипа (рис. 9.5): $\pi/4$; $\pi/2 \dots 3\pi$. Час $t = \varphi' / \omega$ відповідно дорівнюватиме $\pi/4\omega$; $\pi/2\omega \dots 3\pi/\omega$. По осі ординат відкладають швидкості решета V , його прискорення u і швидкість руху вороху по решету u .

Швидкість решета V і прискорення u розраховують відповідно за формулами:

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

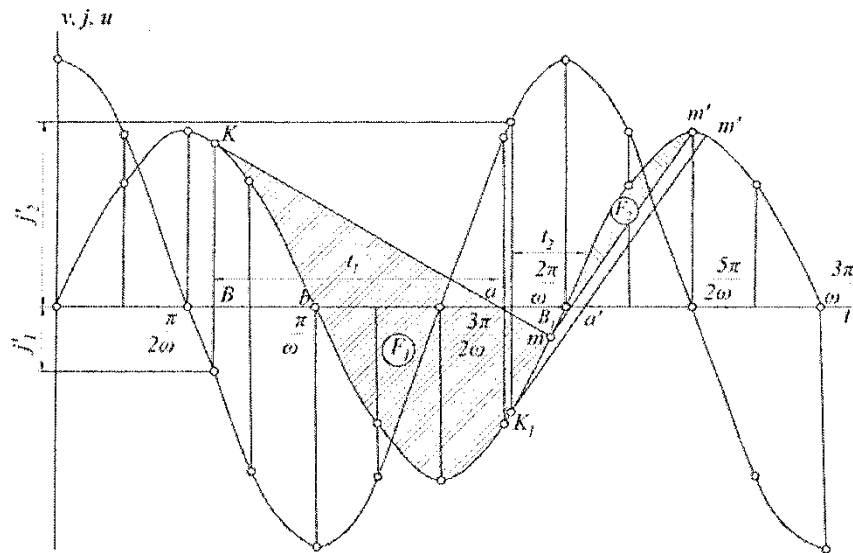


Рисунок 9.5 – Графічне визначення характеру відносного руху вороху і величини відносної швидкості

Критичні прискорення, знайдені з умови рівності сил, діючих уздовж поверхні решета, визначають з рівняння:

а) при русі догори по решету

$$j_2 = g \cdot \operatorname{tg}(\varphi_2 + \alpha);$$

б) при русі донизу по решету

$$j_1 = g \cdot \operatorname{tg}(\varphi_1 + \alpha)$$

де φ_1, φ_2 – кути тертя вороху по решету при русі відповідно по напрямку повітряного потоку ($\varphi_1 = 25^\circ$) та назустріч йому ($\varphi_2 = 40^\circ - 50^\circ$). Ці прискорення відповідатимуть граничному випадку, коли сила тертя вороху по решету і рушійна сила рівні. Для забезпечення руху вороху по решету величина прискорення має бути дещо більшою, ніж у граничному випадку (на 10 %). Тоді прискорення, за яких відбуватиметься рух вороху догори і донизу по

решету, обчислюють відповідно:

$$j'_2 = 1.1 \cdot g \cdot tg \cdot (\varphi_2 + \alpha) \quad (9.29)$$

$$j'_1 = 1.1 \cdot g \cdot tg \cdot (\varphi_2 - \alpha) \quad (9.30)$$

Критичні прискорення j'_1 і j'_2 представляються 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 K . Ворох у точці K відривається від поверхні решета і починає самостійний рівномірно уповільнений рух. Після цього моменту швидкість решета змінюється за законом синусоїди ($V = \omega r \sin \omega t$), а швидкість вороху – за законом прямої лінії, дотичної до синусоїди в точці K . Для полегшення проведення дотичної визначають час, протягом якого швидкість вороху и зменшиться від швидкості його в точці K , рівної V_k , до нуля. Це дає можливість знайти на осі абсцис другу точку прямої, за законом якої змінюватиметься швидкість руху вороху по решету.

Час t_1 визначають орієнтовно із залежностей:

$$u = 0; \quad u = V_k - j'_1 t_1; \quad 0 = V_k - j_1 t_1$$

звідки $u = V_k / j'_1$.

Значення часу t_2 відкладають по осі абсцис від точки B . Лінія Ka уявляє графік зміни швидкості ковзання вороху по поверхні решета.

За час, зображений відрізком ba (рис. 9.5), решето рухається вперед, а ворох, що відірвався від решета, продовжує рух вперед і зупиняється, коли зміна часу досягне точки a , де швидкість вороху дорівнює нулю. З цього моменту решето, що рухається назад, починає захоплювати зі собою ворох, надаючи йому рівномірно прискореного руху назад. Швидкість вороху змінюватиметься за законом тієї ж прямої лінії, що є продовженням лінії Ka . Значення швидкості руху вороху u будуть негативними, оскільки рух відбувається у зворотному напрямку.

У точці m , де ця пряма перетинається зі синусоїдою, швидкості решета і вороху будуть однаковими. Тому зміна напрямку руху вороху u , що відірвався від поверхні решета, представляється на діаграмі прямою лінією Km , дотичною до синусоїди в точці K . Відносне переміщення вороху по поверхні решета при русі його вперед зображено на діаграмі площею Kab , а при русі решета назад – площею abm .

Повне відносне переміщення вороху по поверхні решета представиться площею

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

За час одного оберту вала решето повернеться в початкове положення, тобто повне переміщення його перетвориться на нуль і відносне переміщення вороху по поверхні решета дорівнюватиме абсолютному переміщенню.

Переміщення S_1 вороху по решету вперед визначиться площею F_1 у прийнятому масштабі, що являє собою добуток масштабів швидкості $[V]$ і часу $[t]$

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

Аналогічно визначають переміщення вороху S_2 назад по поверхні

решета. На діаграмі це переміщення зобразиться площею F_2 , що і дає величину S_2 в масштабі діаграми

$$S_2 = F_1[V] \cdot [t]$$

Повне переміщення вороху по решету за один оберт вала кривошипа буде становити

$$S = S_1 - S_2.$$

Середню швидкість переміщення вороху по решету визначають з виразу

$$V_{cp} = \frac{S_n}{60} \quad (9.31)$$

Приклад. Кут нахилу решета до горизонту $\alpha = 3^\circ$ (рис. 9.4), кут тертя вороху по решету при русі за напрямком повітряного потоку $\varphi_1 = 25^\circ$, кут тертя вороху по решету при русі назустріч повітряному потоку $\varphi_2 = 45^\circ$, радіус кривошипа $r = 20^\circ$ мм, число обертів вала приводу решета $n = 270$ хв⁻¹, щільність вороху $\gamma_s = 150$ кг/м.

1) Визначимо величини, необхідні для побудови графіків швидкості V , і прискорення j (табл. 9.1).

2) Обчислимо значення прискорення j'_1 , за якого відбуватиметься переміщення вороху до виходу з молотарки, за формулою (9.29)

$$j'_1 = 1.1 \cdot 9.81 \cdot \text{tg}(25 - 3) = 1.1 \cdot 9.81 \cdot 0.4 = 0.433 \text{ м/с}^2 \quad (9.32)$$

3) Обчислимо значення швидкості V_k , відповідне прискоренню j'_1 , за рівнянням

$$V_k = BK \cdot \mu_{ув}, \quad (9.33)$$

де V_k – швидкість руху решета, відповідна прискоренню j'_1 , м/с;

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 приймати в інтервалі $\pi/4 \omega; \pi/2 \omega, \dots, 3\pi / \omega$.

BK – значення швидкості в масштабі;

$\mu_{ув}$ – масштаб швидкості; $\mu_{ув} = 0,075$ м/с в одному сантиметрі.

Підставляючи числові значення у формулу (9.9), отримаємо, що

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

4) Розрахуємо час t_1 , протягом якого швидкість переміщення вороху u

зменшиться від величини V_k до нуля:

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

де t_1 – час, за який швидкість руху вороху u знизиться від V_k до нуля, с;
 j'_1 – прискорення решета, м/с².

5) Відкладемо значення часу $t_1 = 0,121$ с у прийнятому масштабі від точки B і знаходимо точку a

$$Ba = \frac{t_1}{\mu_c} = \frac{0.121}{0.01} = 12.1 \text{ см,}$$

де Ba – час у масштабі;

μ_c – масштаб часу; $t_1 = 0,01$ с в одному сантиметрі.

Пряма Km характеризуватиме зміну швидкості руху маси вздовж решета.

б) Визначимо величину прискорення у j'_2 , за якого відбуватиметься переміщення вороху назустріч повітряному потоку з виразу (9.28)

$$j'_2 = 1.1 \cdot 9.81 \cdot \text{tg}(45+3) = 1.1 \cdot 9.81 \cdot 1.11 = 12.0 \text{ м/с}^2.$$

7) Розрахуємо значення швидкості решета V_{k1} , що відповідає прискоренню j'_2 , з виразу $V_{k1} = B_1 K_1 \mu_{ув}$

$$V_k = 5.2 - 0.075 \approx 0,39 \text{ м/с.}$$

8) Встановимо час t_2 , протягом якого швидкість переміщення вороху u зменшиться від u_k і до нуля

$$t_2 = \frac{V_{k1}}{j'_2} = \frac{0.39}{12} = 0.032 \text{ с.}$$

8) Відкладемо значення часу $t_2 = 0,032$ с у прийнятому масштабі від точки B_1 , знайдемо на осі абсцис точку a' і проведемо через точку K_1 і a' пряму до перетину з траєкторією зміни швидкості решета в точці m' .

У нашому випадку рух вороху проти дії повітряного потоку почнеться з того моменту, коли закінчиться рух вороху донизу. Тому для визначення площі F_2 необхідно із точки m провести лінію mm' , паралельну лінії K_1m' .

Площа F_1 у прийнятому масштабі являє переміщення вороху по решету до виходу, а площа F_2 – переміщення вороху назустріч повітряному потоку.

9) Обчислимо площі F_1 і F_2 – У нашому прикладі площа $F_1 = 6600 \text{ мм}^2$, а площа $F_2 = 600 \text{ мм}^2$.

10) Визначимо переміщення вороху S по решету за один оберт вала з виразу

$$S = F_1 \mu_c \mu_{ув}, \quad (9.34)$$

де μ_c – масштаб часу; $\mu_c = 0,001$ с в 1 мм.

$\mu_{ув}$ – масштаб швидкості; $\mu_{ув} = 0,0075$ м/с в 1 мм.

За формулою (9.33) маємо, що

$$S = (6600 - 600) \mu_c \mu_{ув} = 6000 \cdot 0,001 \cdot 0,0075 = 0,045 \text{ м.}$$

11) Встановимо середню швидкість руху вороху по решету, скориставшись виразом (9.28),

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

12) Розрахуємо товщину шару вороху на решеті при $B_{cp} = 1,27 \text{ м}$, $q_{cp} = 1,67 \text{ кг/с}$, $\gamma_e = 150 \text{ кг/м}^3$ за формулою (9.27)

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

Визначення параметрів вентилятора очистки комбайна.

Параметри вентилятора обчислюють у такому порядку.

1) Визначимо продуктивність вентилятора,

$$W_{нов} = \lambda \cdot \varepsilon \cdot q_{cp} \quad (9.35)$$

де $W_{нов}$ – продуктивність, $\text{м}^3/\text{с}$;

λ – коефіцієнт, який враховує необхідну кількість повітря (м), яке повинно подаватися на 1 кг середньої подачі вороха Q_{cp} ; $\lambda = 1,6-2,2 \text{ м}^3/\text{с}$;

ε – коефіцієнт, що враховує кількість полову, яку необхідно видалити повітряним потоком з очистки; $\varepsilon = 0,2 - 0,25$;

q_{cp} – середня подача хлібної маси в барабан, кг/с .

При $q_{cp} = 3,58 \text{ кг/с}$, $\lambda = 2,2$, $\varepsilon = 0,2$ за формулою (7.35) отримаємо

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

2) Встановимо швидкість повітряного потоку у вихідному отворі $V_{вих}$ (м/с).

Швидкість повітряного потоку у вихідному отворі вентилятора залежить від критичних швидкостей фракцій вороху (зерно, насіння бур'янів, полова і збоїни) і визначається за формулою:

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

де α_k – коефіцієнт, що враховує збільшення критичної швидкості;

$V_{кр}$ – критична швидкість, м/с (табл. 9.2)

У нашому випадку вентилятор повинен виділити збоїни і по лову. Швидкість повітряного потоку при $V_{кр} = 5 \text{ м/с}$ і $\alpha_k = 2$ за формулою (9.35) становить

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

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) Визначимо динамічний тиск, що створюється вентилятором, за рівнянням

$$h_d = \frac{\gamma_B \cdot V_{вих}^2}{2g} \quad (9.37)$$

де h_{∂} – динамічний тиск, кг/м^2 ;
 γ_B – питома маса повітря; $\gamma_B = 1,2 \text{ кг/м}^3$;
 $V_{вих}$ – швидкість повітря у вихідному отворі вентилятора, м/с ;
 g – прискорення сили тяжіння, м/с^2 .

За формулою (9.36) отримаємо, що

$$h_{\partial} = \frac{1.2 \cdot 10^2}{2 \cdot 9.81} = 6.12 \text{ кг/м}^2.$$

4) Обчислимо статичний тиск h_s . Статичний тиск h_s витрачається на опір у мережі і залежить від багатьох чинників, у тому числі від конструкції, розмірів решіт і т. п.

У наших розрахунках можна приймати, що статичний тиск в 2-5 разів більше за динамічний:

$$h_s = 2 h_{\partial} = 2 \cdot 6.12 = 12.24 \text{ кг/м}^2.$$

5) Розрахуємо повний дійсний тиск, що створюється вентилятором,

$$H_{\partial} = h_s + h_{\partial} = 6.12 + 12.24 = 18.36 \text{ кг/м}^2.$$

6) Визначимо теоретичний тиск, що створюється вентилятором, кг/м^2

$$H_T = \frac{H_{\partial}}{\eta}, \quad (9.38)$$

де H_{∂} – повний дійсний тиск, кг/м^2 ;

η – коефіцієнт корисної дії вентилятора; $\eta = 0,3-0,6$.

Теоретичний тиск за формулою (9.38) дорівнюватиме

$$H_T = \frac{18.36}{0.5} = 36.72 \text{ кг/м}^2.$$

7) Встановимо висоту вихідного отвору S_3 (рис. 7.6) вентилятора з виразу, мм

$$S_3 = (L_{zp} + a) / (\cos \beta / \sin(\delta - \beta) - k_0). \quad (9.39)$$

де δ – кут нахилу повітряного потоку до площини решета; $\delta = 22^\circ-34^\circ$;

β – кут розширення повітряного потоку; $\beta = 12^\circ-16^\circ$;

a – координата переднього кінця решета відносно верхнього ребра каналу, мм;

L_{zp} – довжина решета; $L_{zp} = 1020$ мм;

k_0 – коефіцієнт відхилення повітряного потоку решетом;
 $(k_0 = 0,5-0,6)$.

Координати a і b пов'язані між собою залежністю

$$b \leq a \cdot \text{tg}(\delta + \beta).$$

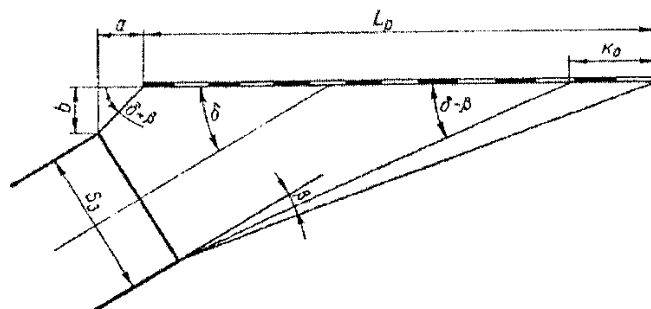


Рисунок 9.6 – Схема до визначення висоти вихідного каналу вентилятора

Висота S_3 за формулою (9.39) буде мати значення

$$S_3 = \frac{1020+10}{\frac{\cos 15^\circ}{\sin(30^\circ-15^\circ)} - k_0} = \frac{1120}{3.84} = 292 \text{ мм} \quad (9.40)$$

8) Обчислимо діаметр вхідного отвору для двостороннього вентилятора за рівнянням, м

$$D_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{2W_{\text{нов}}}{\pi V_{\text{вх}}}}, \quad (9.41)$$

де $W_{\text{нов}}$ – кількість повітря, що подається, м³/с;

$V_{\text{вх}}$ – швидкість повітряного потоку у вхідному отворі; $V_{\text{вх}} = 8$ м/с.

За формулою (9.41) діаметр вхідного отвору становитиме

$$D_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.57}{3.14 \cdot 8}} = 0.335 \text{ м.}$$

9) Визначимо:

- внутрішній діаметр робочого колеса за виразом:

$$D_I = 0,95 D_{\text{вх}} = 0,95 \cdot 0,335 = 0,32 \text{ м;}$$

- зовнішній діаметр робочого колеса

$$D_I = 1,6 D_{\text{вх}} = 1,6 \cdot 0,335 = 0,534 \text{ м;}$$

- число обертів вала вентилятора, використовуючи залежність, хв⁻¹.

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{H_T g}{\gamma_B (r_2^2 - r_1^2)}}, \quad (9.42)$$

де r_2 відповідно зовнішній та r_1 – внутрішній радіуси робочого колеса, м;

Підставляючи величини у формулу (9.42), отримаємо:

$$n = \frac{30}{\pi} = \sqrt{\frac{48.96 \cdot 9.81}{1.2(0.267^2 - 0.16^2)}} = \frac{30 \cdot 98}{3.14} = 940 \text{ хв}^{-1}.$$

10) Визначаємо потужність двигуна для роботи вентилятора за формулою, кВт:

$$N_\partial = \frac{W_{\text{нов}} \cdot H_T}{\eta_{\text{пер}} \cdot 102},$$

де N_∂ – потужність двигуна, кВт;

$\eta_{\text{пер}}$ – коефіцієнт корисної дії передачі; $\eta_{\text{пер}} = 0,95-0,98$.

За формулою (9.43) потужність двигуна становитиме

$$N = \frac{1.57 \cdot 48.96}{0.95 \cdot 102} = 0.79 \text{ кВт.}$$

Результатом виконаної роботи є розрахунок параметрів і режимів роботи очистки зернозбирального комбайна та графічні побудовання до їх визначення.

За результатами роботи формулюються висновки.

У всіх варіантах завдань приймається, що решето одержує горизонтально спрямовані коливання, і його рух мало відрізняється від гармонійного коливального руху.

Таблиця 9.3 – Вихідні дані до розрахунку параметрів і режимів роботи очистки зернозбирального комбайна

№ варіанта	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

Запитання для самоконтролю

1. У чому полягає сутність методики визначення параметрів та режимів роботи решіт?
2. Як направлені сили інерції, які діють на матеріал, що знаходиться на решеті? За яких умов можливий рух матеріалу по решету?
3. Розкрийте фізичну сутність рівняння Ейлера для визначення теоретичного тиску, що створюється вентилятором.
4. Чому дорівнює повний тиск повітря при роботі вентилятора? Що таке статичний і динамічний тиск?
5. Як визначається потужність під час роботи вентилятора?
6. Розкажіть про розрахунок необхідної витрати повітря вентилятором?
7. Як обчислити геометричні параметри вентилятора?

ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ОЧИСТКИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА”

1. Визначити характер відносного руху шару насіння по решету, яке встановлено до горизонту під кутом 8° і здійснює коливання під кутом 4° . Амплітуда коливань $7,5$ мм, частота обертання вала кривошипа 500 хв^{-1} , коефіцієнт тертя насіння по решету $0,437$.

2. Решето встановлено під кутом 8° до горизонту, кут напрямку коливань 5° , амплітуда коливань решета 5 мм, кут тертя насіння об поверхню

решета 30° . Визначити частоту обертання вала кривошипа, за якого шар насіння пересувається:

- а) тільки вниз;
- б) униз і догори по решету.

3. Кут нахилу решета до горизонту 8° , кут напрямку коливань 12° , амплітуда коливань 10 мм. Визначити частоту обертання вала кривошипа, за якої шар насіння переміщується з відривом від поверхні решета.

4. Решето встановлено під кутом 8° до горизонту, коливається в горизонтальному напрямку з амплітудою 10 мм. До якої частоти можливо довести коливання решета, щоб насіння, яке на ньому знаходиться (кут тертя 19°), не пересувалося догори по решету?

5. Решето встановлено з нахилом 9° до горизонту, коливається в горизонтальному напрямку з амплітудою 12 мм. За якої максимальної частоти коливань решета насіння, що на ньому знаходиться (кут тертя $15,5^\circ$), буде рухатися вниз, не посуваючись догори?

6. Решето встановлено з нахилом 12° до горизонту, коливається в горизонтальному напрямку з амплітудою 11 мм і частотою 216 хв^{-1} . Визначити коефіцієнт тертя зернового вороху по решету, якщо за даних параметрів починається ледь помітне пересування вороху догори по решету.

7. Розрахувати час одного коливання решета, якщо переміщення частки догори 6 см, униз 10 см і середня швидкість руху частки по решету $0,1 \text{ м/с}$.

8. Визначити продуктивність вентилятора і повний тиск повітряного потоку, якщо поперечний переріз каналу $0,25 \text{ м}$, тиск, що витрачається на опір в каналі, становить 50 Н/м і швидкість повітряного потоку 10 м/с .

9. Вентилятор за частоти обертання лопатевого колеса 840 хв^{-1} подає в трубопровід $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$ повітря, створює тиск 208 Н/м і споживає $0,41 \text{ кВт}$ потужності. Визначити, за якої частоти обертання лопатевого колеса вентилятор буде мати продуктивність $0,8 \text{ м}^3/\text{с}$. Які будуть при цьому повний тиск повітряного потоку і споживана вентилятором потужність?

10. Визначити коефіцієнт режиму роботи вентилятора, якщо тиск повітряного потоку, що витрачається на подолання опору в системі, становить 200 Н/м^2 , швидкість повітря дорівнює 12 м/с .

11. Обчислити потужність, що подається на привод вентилятора, якщо продуктивність вентилятора $2,4 \text{ м}^3/\text{с}$, коефіцієнт режиму роботи $0,56$, швидкість повітря $9,5 \text{ м/с}$ і ККД вентилятора $0,4$.

12. Встановити продуктивність вентилятора, якщо динамічний тиск повітря при виході з вентилятора $8,4 \text{ Па}$, переріз вихідного отвору $260 \times 900 \text{ мм}$, щільність повітря $1,22 \text{ кг/м}^3$.

13. Обчислити коефіцієнт режиму роботи вентилятора, якщо тиск повітряного потоку на подолання опору повітропроводу дорівнює 120 Па , швидкість повітряного потоку 8 м/с .

14. Визначити потужність, що подається на привод, якщо продуктивність вентилятора $W_{нов} = 1,9 \text{ м}^3/\text{с}$, статичний тиск на виході з вентилятора 25 Па , швидкість повітряного потоку 10 м/с , щільність повітря

1,22 кг/м³, ККД вентилятора 0,4.

15. Визначити коефіцієнт парусності, якщо динамічний тиск повітряного потоку, за якого зерно знаходиться у завислому стані, дорівнює 7,2 мм вод. ст., щільність повітря 1,22 кг/м³.

16. Розрахувати коефіцієнт сепарації μ для комбайна “Нива”, якщо відомо, що завантаження молотильного апарата 5 кг/с, товщина шару 0,15 м відповідає $\mu = 1,1$ м.

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ КЛАВІШНОГО СОЛОМОТРЯСА

Мета роботи: засвоїти теоретичні положення з визначення раціональних параметрів соломотряса; аналітично і графічно розрахувати оптимальні геометричні та кінематичні режими його роботи.

Формат листа графічної частини – А3
Рекомендований масштаб –1:1

1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Робочий процес соломотряса клавішного типу полягає в багаторазовому підкиданні обмолоченого матеріалу під час вільного польоту (в основному під час удару об поверхню клавіш). Зерна мають велику масу, меншу парусність, менші розміри і більш обтічну форму, ніж частинки соломи, переміщуються через просторову решітку соломи вниз на поверхню клавіш. Поверхня клавіш виконана у формі решітки, через яку зерно просіюється вниз на похилу дошку і далі на решета очистки.

Соломотряси поділяють на дві групи: чотири- та п'ятиклавішні.

У чотириклавішних соломотрясах шийки колінчастого вала для кріплення сусідніх клавіш розташовані з кутовим інтервалом $\pi/3$, $\pi/2$ або π . Під час роботи такого соломотряса частинки, підкинуті клавішею, летять спочатку догори, потім починають падати, наздоганяючи клавішу. Сама клавіша того часу спершу підіймається догори, потім опускається вниз і починає підійматися догори назустріч падаючим частинкам. У процесі руху клавіші догори відбувається зустріч її з падаючими частинками. За рахунок удару клавіші по частинках обмолочуваного продукту відбувається видалення зерна на π поверхню. Частинки продукту, що обмолочується, деякий час перебувають на клавіші, після чого знову підкидаються нею догори і процес повторюється.

Кожна з клавіш підкидає шар соломи, ширина якого дорівнює ширині клавіші, і в подальшому підхоплює його під себе, рухаючись догори. У такий спосіб кожна з клавіш соломотряса працює самостійно, без зв'язку з роботою сусідніх клавіш.

У п'ятиклавішному соломотрясі шийки колінчастого вала для кріплення клавіш розташовані з кутовим інтервалом π . Тому утворюються дві групи клавіш. Під час руху, наприклад, першої групи клавіш угору друга група рухається вниз, шар соломи, ширина якої дорівнює ширині соломотряса, першою групою підкидається догори і при падінні вниз підхоплюється другою групою.

Клавіші соломотряса здійснюють плоско-паралельний рух у вертикальній площині. Траєкторія руху будь-якої точки на клавіші соломотряса – коло, радіус якого дорівнює радіусу r кривошипа колінчастого вала. Клавіші соломотряса нахилені під кутом α до горизонту. Колінчастий вал обертається з кутовою швидкістю ω . На частинку, що знаходиться на клавіші, діють сили тяжіння mg , інерції

$m\omega^2 r$, нормальній реакції N , тертя F (рис. 10.1).

Умову рівноваги частинки, що перебуває на клавіші, можемо записати так:

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

Звідси

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

або

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

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

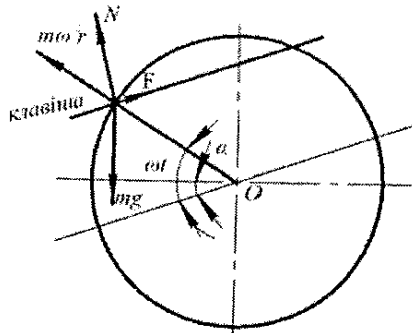


Рисунок 10.1 – Сили, що діють на частинку, яка знаходиться на клавіші соломотряса

У момент часу t_1 , коли частинка відривається від клавіші, тобто в момент безпосередньо перед відривом частинки, $N = 0$. Отже, можна записати, що

$$mg \cdot (\cos \alpha - k \cdot \sin \omega t_1) = 0.$$

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

$$\cos \alpha - k \cdot \sin \omega t_1 = 0. \quad (10.1)$$

Із рівняння (10.1) маємо

$$\sin \omega t_1 = \frac{\cos \alpha}{k} \quad (10.2)$$

Рівняння (10.2) називається *першим основним рівнянням* соломотряса.

Таким чином, за відомого кута нахилу клавіші і показника кінематичного режиму роботи соломотряса можна визначити кут ωt_1 , повороту колінчастого вала до моменту відриву частинки від поверхні клавіші.

Частоту обертання колінчастого вала приводу соломотряса визначають із залежностей

$$k = \omega^2 r / g \quad \text{та} \quad \omega = \sqrt{k \cdot g / r}. \quad (10.3)$$

Тоді

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k \cdot g}{r}}. \quad (10.4)$$

Частинка, що відірвалася від клавіші, виконує вільний рух. Вектор початкової

швидкості вільного руху ($V_o = \omega r$) нахилений до горизонту на кут β величина якого становить (рис. 10.2)

$$\beta = \frac{\pi}{2} - (\omega t_1 - \alpha). \quad (10.5)$$

Знехтувавши опором повітря і взаємним впливом сусідніх частинок одна на іншу, рівняння вільного руху частки запишемо так:

$$x = \omega r t \cdot \cos \beta; \quad (10.6)$$

$$y = \omega r t \cdot \sin \beta - \frac{gt^2}{2} \quad (10.7)$$

Місце зустрічі частинки, що падає, з клавішею віддалене від місця відриву її від останньої на відстань ΔS (рис. 10.3). У подальшому частинка рухається разом з клавішею до моменту наступного відриву від неї. Отже, середня швидкість руху частинки вздовж клавіші соломотряса може бути визначена за формулою

$$v_c = \Delta S \cdot \frac{\pi}{60}. \quad (10.8)$$

Визначити аналітичним шляхом момент падіння частинки на клавішу важко. Набагато простіше цю роботу виконати графічним способом. Для цього за рівняннями (10.6), (10.7) 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. 10.3). Одночасно викреслюють у тому ж масштабі коло – траєкторію руху точки на клавіші, де до відриву від неї перебувала частинка вороху. На траєкторії відмічають положення вказаної точки через кожні 0,01 с. По отриманих точках під кутом α до горизонту проводять прямі, що відповідають положенню клавіші через відрізки часу 0,01 с. За відмітками часу на траєкторії вільного руху частинки і положенням клавіші визначають час вільного руху частинки і місце зустрічі її з клавішею, а відповідно і переміщення ΔS .

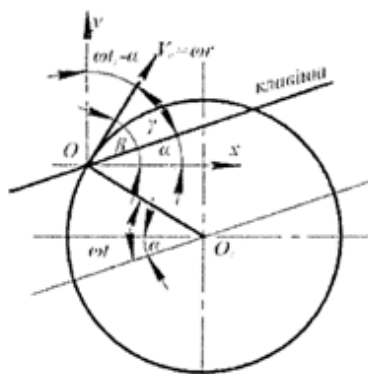


Рисунок 10.2 – Схема до розрахунку швидкості руху частинки вздовж клавіші соломотряса

Зазначимо, що для п'ятиклавішного соломотряса після проходження його клавішами поздовжньої осі відмітки часу, необхідно починати для другої групи клавіш (рис. 10.4).

Через решітку підбарабання із хлібної маси, що потрапляє в молотильний апарат, виділяється більша кількість (70-90 %) зерна, яке знаходяться в ній. Грубий ворох, що складається із частинок соломи і невиділених зерен, потрапляє на

соломотряс. У результаті дії відбійного бітера, а загалом за рахунок багаторазових струшувань клавишами, грубий ворох на соломотрясі знаходиться в розпушеному стані. Направлені в ньому в різні сторони частинки соломи утворюють просторову решітку, у порожнинах якої знаходяться зерна. Розміри зерен в багато разів менші розмірів частинок соломи і порожнин між цими частинками. Тому розташовані в грубому вороші зерна не можуть впливати на об'єм, зайнятий соломистими частинками (у подальшому – солома). У зв'язку з викладеним, з достатнім рівнем точності, об'єм грубого вороху можна вважати рівним об'єму просторової решітки соломи, що знаходиться в ньому.

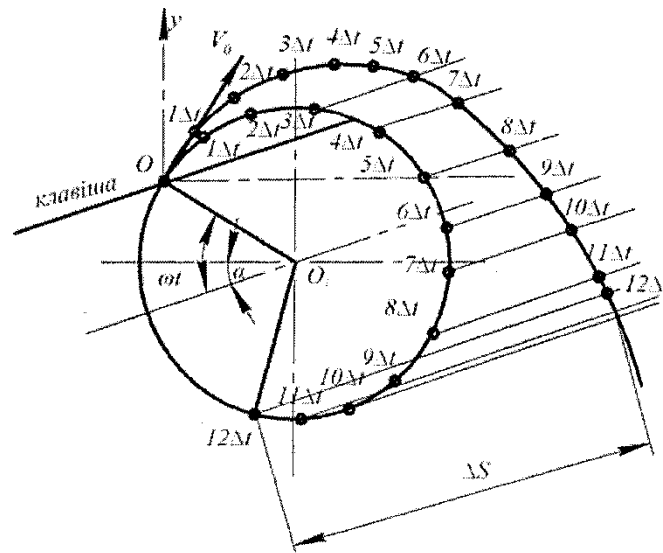


Рисунок 10.3 – Траєкторія руху частинки під час роботи чотириклявішного соломотряса

Хлібну масу, що потрапляє в молотильний апарат, прийнято характеризувати відношенням

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

де q_3 і q_c – маса складових в хлібній масі, відповідно зерна і соломи.

З урахування того, що певна кількість дрібних частинок соломи разом із зерном просипається через решітку підбарабання, подачу соломи на соломотряс обчислюють за формулою

$$q_{cc} = \frac{(1 - a_k) \cdot q}{1 - \lambda}, \quad (10.9)$$

де q – подача хлібної маси в молотильний апарат, кг/с;

α – коефіцієнт, що враховує виділення соломистих частинок в молотильному апараті разом із зерном через решітку підбарабання.

Товщину шару соломи за припущенням, що вона розподіляється рівномірно по всій довжині соломотряса, визначають за формулою

$$H = \frac{q_{cc}}{B \cdot V_c \cdot \gamma}, \quad (10.10)$$

де q_{cc} – подача соломи на соломотряс, кг/с;

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

B – ширина соломотряса, м;

γ – щільність соломи на соломотрясі, кг/м .

Ширину соломотряса вибирають з огляду на довжину барабана молотильного апарата і його тип, що в свою чергу визначає ступінь подрібнення соломи. За молотильного апарата бильного типу приймаємо

$$B = (1,0-1,1) \cdot L_{\delta}, \quad (10.11)$$

де L_{δ} – довжина барабана молотильного апарата, м.

Якщо молотильний апарат штифтового типу, то

$$B = (1,2 -1,4) \cdot L_{\delta}, \quad (10.12)$$

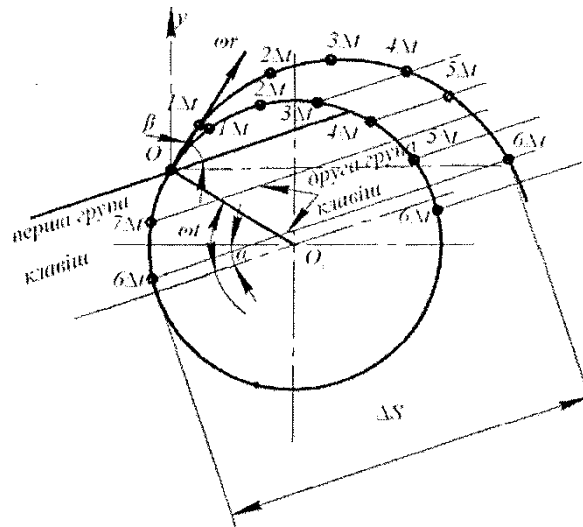


Рисунок 10.4 – Траєкторія руху частинки під час роботи п'ятиклавішного соломотряса

Довжину соломотряса визначають з урахуванням таких міркувань. Дослідами встановлено, що для виділення зерна із шару грубого вороху товщиною $H_0 = 0,15$ м необхідно нанести по цьому шару $\delta_0 = 40$ ударів клавішами соломотряса. Потрібну кількість ударів клавішами по шару грубого вороху в конкретних умовах роботи обчислюють за формулою

$$\delta = \delta_0 \cdot \sqrt{H / H_0} \quad (10.13)$$

Виходячи із цього, формулу для визначення довжини соломотряса записують так:

$$L = \delta \cdot \Delta S \quad (10.14)$$

Довжину соломотряса можна визначити і іншим методом. Схід зерна разом із соломною зі соломотряса у відсотковому відношенні від зерна, що потрапляє в молотильний апарат, визначають за формулою

$$q_{zn} = (100 - b) \cdot e^{-\mu \cdot L} \quad (10.15)$$

де b – кількість зерна, виділеного з вороху підбарабанням, у відсотках від того, що надійшло в молотильний апарат;

μ – коефіцієнт сепарації, m^{-1} .

Коефіцієнт сепарації для клавішних соломотрясів при товщині шару грубого вороху $H_0 = 0,2$ м дорівнює $\mu_0 = 0,6-1,8 m^{-1}$. Зі зміною товщини шару H коефіцієнт μ

змінюється за залежністю

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{H_0}{H} \right)^m, \quad (10.16)$$

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

Із виразу (10.15) маємо, що

$$L = \frac{\ln(100-b)/q_n}{\mu}. \quad (10.17)$$

Згідно з агротехнічними вимогами, $q_{zn} = 0,25$ %. Тому формулу (10.17) необхідно записати у такий спосіб:

$$L = \ln \frac{100-b}{0.25} / \mu. \quad (10.18)$$

2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Відповідно до теми, що досліджується, та з урахуванням поставленої мети:

- 1) вивчити теоретичні положення до завдання, вибрати вихідні дані до розрахунку соломотряса (табл. 10.1);
- 2) за рівнянням (10.2) визначити кут повороту колінчастого вала до моменту відриву частинки від клявіші;
- 3) обчислити відповідно кутову швидкість і частоту обертання колінчастого вала соломотряса – формули (10.3) і (10.4);
- 4) за формулою (10.5) розрахувати напрямок початкової швидкості вільного польоту частинки соломистого вороху;
- 5) використовуючи рівняння (10.6) і (10.7), побудувати траєкторію вільного руху (польоту) частинок соломи після відриву від клявіші соломотряса. Розрахунок поточних координат точок виконувати через інтервал часу, рівний 0,01 с;
- 6) побудувати положення клявіші через інтервал часу 0,01 с;
- 7) визначити графічно переміщення соломи вздовж клявіші за час польоту;
- 8) розрахувати середню швидкість руху частинки соломи вздовж клявіші соломотряса – формула (10.8);
- 9) за формулою (10.11) або (10.12) обчислити ширину соломотряса;
- 10) визначити фактичну товщину шару соломи на соломотрясі – формула (10.10);
- 11) використовуючи формулу (10.13), встановити необхідну кількість струшувань шару соломи;
- 12) за формулою (10.14) обрахувати довжину соломотряса;
- 13) віднайти величину коефіцієнта сепарації – формула (10.16);
- 14) скориставшись формулою (10.18), обчислити довжину соломотряса (другий спосіб).

Порівняти розраховану довжину соломотряса, яка визначена різними способами; зробити підсумок.

Таблиця 10.1– Вихідні дані до розрахунку параметрів і режимів роботи клавійного соломотряса

№ варіанта	Подача хлібної маси в молотильний апарат q , кг/с	Тип молотильного апарату*	Коефіцієнт солемистості λ	Радіус коліна вала приводу r , м	Коефіцієнт кінематичного режиму роботи соломотряса k	Кут нахилу клавій до горизонту α , град	Кількість клавій	Довжина барабана молотильного апарата, м	Щільність соломи на соломотрясі γ , кг/м ³	Кількість зерна, виділеного через підбарання, % від подачі	Коефіцієнт виділення частинок соломи через підбарання α_k
1	6	Б	0,45	0,050	2,8	5	4	1,5	20	87	0,030
2	5	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.

Результатом виконаної роботи є розрахунок параметрів і режимів роботи клавійного соломотряса та графічні побудовання траєкторії руху частинки з визначенням переміщення частинки вздовж клавій. За результатами роботи формулюються висновки.

Запитання для самоконтролю

1. Які сили діють на частинку, що знаходиться на клавійі соломотряса?
2. У чому полягає сутність методики побудови траєкторії руху частинки вороху на соломотрясі?
3. Розкажіть про особливості методики розрахунку швидкості руху частинки вороху вздовж клавійі соломотряса.
4. Що являє собою показник кінематичного режиму роботи соломотряса?
5. Якими способами та з використанням яких методик визначають довжину клавій соломотряса?

ЗАДАЧІ ЗА ТЕМОЮ “РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ КЛАВІШНОГО СОЛОМОТРЯСА”

1. Визначити втрати зерна за соломотрясом у відсотках, якщо врожайність зерна 32 ц/га, ширина захвату жатки 4 м, швидкість комбайна 5 км/год, а під час контролю якості роботи комбайна за 20 секунд зі соломотряса зійшло (втрати) 300 г зерна.

2. Встановити, чи буде мати місце відрив вороху від клавiш соломотряса, якщо частота обертання колінчастого вала 130 хв^{-1} . Радіус кривошипа 50 мм, кут нахилу клавiші до горизонту 10° .

3. Визначити довжину соломотряса, якщо допустимі втрати зерна 0,5 %, подача хлібної маси в молотильний апарат 5 кг/с, вміст зерна в хлібній масі 0,4, прохід зерна через підбарабання 90 %, щільність соломи 20 кг/м^3 , середня швидкість соломи по соломотрясу 0,32 м/с, ширина соломотряса 1500 мм.

4. Чи буде двоклавiшний соломотряс переміщувати солomистий ворох у копнувач, якщо його робоча поверхня нахилена під кутом 18° до горизонталі, а колінчастий вал має радіус кривошипа 50 мм і обертається з частотою 198 хв^{-1} ?

5. Обчислити кут повороту колінчастого вала, за якого солома буде відриватися від поверхні клавiш, якщо частота обертання колінчастих валів 190 хв^{-1} , радіус кривошипа $r = 0,05 \text{ м}$, кут нахилу клавiш 12° .

6. Визначити випадок, за якого ворох буде відриватися від клавiш, якщо частота обертання колінчастих валів 130 і 180 хв^{-1} , радіус кривошипа 0,05 м, кут нахилу клавiш 20° .

7. Клавiшний двовальний соломотряс має радіус кривошипа $R = 50 \text{ мм}$. Частота обертання колінчастого вала 150 хв^{-1} . Визначити, під яким кутом до горизонталі і з якою швидкістю почнеться вільний політ маси, яка знаходиться на клавiші. Кут нахилу клавiші 10° .

СХЕМНЕ ВІДОБРАЖЕННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Мета роботи – навчитись розробляти функціональну та принципову схеми зернозбиральної машини.

1. Теоретичні відомості

1.1. Обґрунтування функціональної схеми зернозбиральної машини

Формальних методів побудови функціональної схеми (ФС) не існує. Для побудови виходять з аналізу конструкцій машин аналогів. Використовуючи наведені вище дані будують можливі варіанти функціональної схеми, в якій сукупна дія робочих органів з матеріалом забезпечує необхідну якість виконання робіт у сільськогосподарському виробництві. Ці варіанти логічно аналізують стосовно можливості у подальшому забезпеченні виконання сукупності інших вимог технічного завдання зокрема технологічних та ергономічних показників. Для цього необхідно розглянути побудовані варіанти з погляду:

- можливості об'єднання кількох процесів, що виконуються робочими органами, в один, підвищення концентрації обробки, що забезпечує, як правило, спрощення конструкції, зниження матеріаломісткості, підвищення надійності технологічного процесу;
- можливості застосування робочих органів, що чинять різну дію на оброблюваний матеріал: удар, очісування, перетирання і т.д., що може призвести до зниження енергоємності процесів, підвищення надійності і якості роботи.

Таким чином може бути створено кілька варіантів функціональної схеми, логічний аналіз яких забезпечить вибір раціональнішої. При цьому враховується, що взаємне розташування робочих органів повинно забезпечувати стабільність та надійність робочих процесів, виконуваних робочими органами, їх раціональне завантаження, збереження необхідної якості оброблюваного матеріалу. Отримані результати дозволяють виготовити документ – функціональну схему з нанесеними даними, що пояснюють певний процес в окремих технологічних ланцюгах та у машині загалом. Функціональна схема є основою для побудови інших схем машини. Схема виконується у відповідності до ГОСТ 2.701-84.

Зразок оформлення функціональної схеми зернозбиральної машини наведено у додатку Г.

1.2. Обґрунтування кінематичної схеми

Обґрунтування кінематичної схеми (КС) містить вирішення задач з вибору типів механізмів, приводу, регулювання та керування, передатних чисел чи співвідношень та визначення кінематичних характеристик елементів та ланок, що забезпечують виконання вимог технічного завдання. За результатами їх рішення необхідно отримати дані для побудови такої зв'язаної послідовності кінематичних

ланок, яка при передачі руху від джерела енергії забезпечує необхідний рух всіх основних та допоміжних органів за мінімального числа передатних механізмів, джерел енергії, найбільш простому контурі і раціональних зв'язках.

1.2.1. Вибір типів механізмів. На цьому етапі обґрунтування КС вибираються передачі та інші механізми, з яких утворюються кінематичні ланцюги для здійснення руху робочих органів від джерел руху. Для здійснення такого вибору з функціональної схеми у якості вихідних даних беруться режими руху робочих органів, їх взаємне розташування та наближене розташування джерела руху, а також характеристики останнього із технічного завдання. Показники якості «Технічного завдання» (коефіцієнти надійності, ремонтпридатності, готовності, уніфікації та стандартизації, матеріалоемності) є при цьому обмеженнями. Під час вибору типів передач необхідно оцінити придатність кожної для умов роботи на даному місці, у даній машині, достатність її граничних значень швидкості і передатного числа, точність, плавність ходу, роботу з перевантаженнями, не співвісність та ін.

Так відомо, що заміна ланцюгових передач клинопасовими забезпечує зменшення витрат матеріалу, трудомісткість виготовлення і маси машини, а під час експлуатації – до усунення шуму та підвищення надійності роботи. Тому, якщо дозволяють допустимі проковзування, габарити та навантаження на вали, доцільно використовувати клинопасові передачі. У багатьох випадках раціонально замінити механічні передачі гідравлічними та електричними. Такі заміни повинні бути обґрунтовані відповідними посиленнями та розрахунками. У процесі розрахунків та обґрунтування КС уточнюється та вибирається найкращий варіант, тобто розрахунки та схеми виконуються паралельно. Остаточне уточнення КС може бути здійснене за результатами визначення загальної потужності, енергетичного та міцнісного розрахунків самих передач. Разом із вибором типу передачі визначаються принципи регулювання та контролю зазорів у спряженнях, натягу ланцюгів та пасів, зміни передатного числа і ін.

Кожному кінематичному елементу на КС присвоюють порядковий номер. Як правило, початком є джерело руху. Всі елементи нумерують лише арабськими цифрами (допускається нумерація валів римськими цифрами). Порядковий номер елемента проставляють на полиці лінії-виноски. Під нею вказують основні характеристики і параметри кінематичного елемента (допускається записувати їх у переліку елементів схеми).

Під час розрахунків прийняті цифрові позначення елементів КС проставляють у вигляді індексів біля показників, що стосуються цих елементів.

1.2.2. Удосконалення КС машини. У процесі вдосконалення КС машини покращують технічні показники призначення. Існують різноманітні шляхи покращення КС, один з них – вибір раціональної передачі, як це було розглянуто у попередньому пункті. З основних шляхів раціоналізації слід відмітити також наступні: скорочення кількості ланок та механізмів (у тому числі й слабких); об'єднання привода для поряд розташованих робочих органів; силове розвантаження привода за рахунок швидкісного режиму; скорочення номенклатури ланок привода; об'єднання робочих органів.

У потужних мобільних машинах застосовують збільшену кутову швидкість на початку кінематичного ланцюга і її зниження в кінці. За рахунок зниження крутного

моменту через підвищення кутових швидкостей досягається зменшення металомісткості приводу. Однак таке рішення призводить до ускладнення приводу, вимагає точного виготовлення його елементів. Часто у одних місцях машини використовується один тип ланцюга, а в навантажених місцях цей ланцюг здвоюють. Аналогічно зменшується і номенклатура підшипників, пасів і т.д. Спрощення приводу може бути досягнуто й за рахунок удосконалення функціональної схеми, наприклад, зведенням всіх потоків стebel в один з використанням одного подрібнюючого барабана.

1.2.3. Обґрунтування кінематичних характеристик елементів. Під час обґрунтування кінематичних характеристик визначаються передатні числа всього приводу та окремих елементів, частоти обертання валів і попередньо для пасових передач діаметри шківів, типи та розміри паса; для ланцюгових передач тип та крок ланцюга, кількість зубів зірочки; для зубчастих – тип зачеплення, профіль, кількість зубів, міжвісьову віддаль і т.д.

1.2.4. Силовий розрахунок. На наступному етапі здійснюють розрахунок зусиль, що діють на елементи приводу. Вихідними даними є зусилля, що діють на робочі органи та інерційні сили кінематичних ланок. Зусилля, що діють на робочі органи, визначаються за різноманітними залежностями, що розглядаються у лекційному курсі предмету «Конструкція, розрахунок і виробництво СГМ» або ж наведені у довідниках.

1.2.5. Енергетичний розрахунок. У випадку коли відоме зусилля опору P , що діє на робочий орган, то необхідну потужність для його приводу визначають за формулою

$$N = P \cdot V, \quad (11.1)$$

де V – швидкість переміщення робочого органу, м/с.

У випадку коли відомий момент опору на робочому органі T , то необхідну потужність для його приводу визначають за формулою

$$N = T \cdot \omega, \quad (11.2)$$

де ω – кутова швидкість обертання вала на якому закріплений робочий орган, с^{-1} .

За розрахованими значеннями потужності та діючих зусиль можна з довідників вибрати стандартизовані елементи кінематики (паси, ланцюги, муфти, шестерні, редуктори, карданні передачі і т.д.). знаючи потужність приводу робочих органів можна вибрати джерело руху та розрахувати, наприклад, для мобільної машини потужність на валу відбору потужності.

Характеристики кінематичних елементів проставляються на КС. У тих випадках, коли КС використовується для динамічного аналізу, на ній наводять значення навантажень основних ведучих елементів, разом із необхідними розмірами. Отримані дані дозволяють оформити кінематичну схему відповідно до вимог ДСТУ.

Через значну складність кінематичної схеми зернозбирального комбайна студенту дозволяється побудувати лише кінематичну схему приводу розроблюваного вузла.

Як приклад оформлення кінематичної схеми в додатку Б наведено елемент кінематичної схеми зернозбирального комбайна СК-5.

1.3. Обґрунтування принципової схеми

Принципова схема, або, як її називають на практиці, компоновальна, визначає повний склад елементів сільськогосподарської машини і зв'язків між ними і, як правило, дає детальне уявлення про структуру та принцип роботи сільськогосподарської машини.

Під час розробки принципової схеми необхідно вирішувати завдання, які спрямовані на виконання вимог «Технічного завдання» та одержання інформації для проектних і конструкторських рішень. Початковими даними для цього є відомості із «Технічного завдання» про призначення машини, вид агрегування, склад сільгоспмашини, а також інформація, яку містять функціональна, кінематична та інші схеми. Як обмеження використовуються вимоги «Технічного завдання» до надійності, технологічності, ергономіки, естетики, безпеки праці, видів транспортування та зберігання. Все це дає змогу, передусім, створити «образ» машини, користуючись яким можна вирішувати ряд принципових питань композиційного характеру.

Загальне компонування розроблюваної машини, а саме розробка її принципової (компоновальної) схеми, виконується, як правило, тільки після вибору та обґрунтування робочих органів, механізмів приводу та керування і при необхідності способу агрегування. Загальне компонування починається з розміщення робочих органів або їх елементів у порядку виконання заданого технологічного процесу роботи. Тобто при компонуванні важливо вміти виділяти головне з другорядного і встановлювати вірну послідовність розробки конструкції. Спочатку розміщують найгроміздкіші та найскладніші робочі органи, розташовуючи їх у порядку отриманому при виконанні функціональної схеми, а потім вже навколо них й відносно них компонують інші робочі органи, механізми приводу та виконавчі механізми, з урахуванням траєкторій руху та розмірами отриманими, отриманими при обґрунтуванні кінематичної схеми. Далі слід вирішити питання про метод формування машини (відкрита чи закрита) керуючись її призначенням, умовами безпеки роботи, збережності, ремонтопридатності, технологічності, розташування місця оператора, можливість агрегування з енергетичним засобом, забезпечення естетичних вимог.

Прийняте рішення дозволяє розробити принципову конструкцію рами, обшивки та панелей, що забезпечують кріплення опор робочих органів, механізмів, робочого місця оператора, бункерів, допоміжних елементів, засобів захисту оточуючого середовища та сигналізації.

Для мобільної сільськогосподарської машини дуже важливу роль у забезпеченні гарної композиції відіграє вибір конструктивного рішення ходової частини, яка включає раму, колеса (опорні, керовані) механізми та елементи конструкції, що забезпечують з'єднання всіх вузлів та окремих агрегатів у єдину конструкцію. Ходова частина повинна забезпечувати можливість проводити необхідні маневрування для виконання машиною свого функціонального призначення, безпеку роботи, допустимий розподіл сил ваги і реакції опорних елементів.

Робочі органи, допоміжні елементи, механізми приводу та керування виконують, за необхідності, у прозорому вигляді, в дійсній або спрощеній формі для

забезпечення можливості бачити будь-які конструктивні елементи виробу при накладанні їх один на одного у одній проекції.

Необхідно мати на увазі, що початковий варіант схеми може коригуватись при розробці робочої конструкторської документації – креслень складальних одиниць та деталей. В свою чергу побудова принципової схеми може вносити зміни у функціональну, кінематичну та інші схеми.

Визначення маси машини на стадії розробки принципової схеми має важливе значення для забезпечення агрегування, стійкості до перекидання та сповзання машини, а також при розрахунку технологічних та економічних показників. Маса визначається наближено на основі аналізу машин аналогів. За існуючими машинами аналогами збирають дані про масу та продуктивність машини. Ці дані узагальнюють з метою визначення середнього значення частки маси, що припадає на одиницю продуктивності. Після цього визначається маса проектованої машини шляхом множення її продуктивності на середнє значення частки маси, що припадає на одиницю продуктивності.

Принципову схему виконують з такою кількістю проекцій та видів, яка потрібна для визначення всіх необхідних розмірів виробу і забезпечення раціонального взаємного розташування всіх елементів конструкції.

2. Порядок виконання роботи

При виконанні цієї практичної роботи здобувачу необхідно побудувати функціональну принципову та кінематичну (дозволяється лише приводу розроблюваного вузла) схеми зернозбиральної машини, а також провести енергетичний розрахунок останньої.

3. Контрольні запитання

1. Чи варто звертати увагу на збільшення продуктивності машини при формуванні функціональної схеми?
2. Що забезпечить краще сприйняття процесу роботи машини виконання функціональної чи принципової схеми?
3. Яка з наведених схем є найголовнішою функціональна, принципова, кінематична?
4. Чи допустиме корегування вище згадуваних схем?
5. Які вимоги «Технічного завдання» треба застосовувати при формуванні функціональної, принципової та кінематичної схем?
6. Якими цифрами нумерують елементи кінематичної схеми?
7. Які з перелічених передач являються доцільніші: механічні; гідравлічні; електричні.?
8. Назвати основні переваги клинопасової передачі над ланцюговою.
9. Назвати основні шляхи покращення кінематичної схеми?
10. Чи допустимо зменшувати номенклатуру вузлів машини заради зменшення її металомісткості?

ЕКЗАМЕНАЦІЙНІ ПИТАННЯ

1. Деформація ґрунту клином та його різновидності.
2. Переваги різання з ковзанням матеріалу по лезу клина.
3. Опір ґрунту при роботі клина.
4. Умови переміщення скиби по робочій грані клина.
5. Співвідношення між глибиною оранки і шириною захвату плуга.
6. Побудова лобового контура корпусу плуга.
7. Сили, що діють на корпус і плуг.
8. Рівновага і стійкість ходу плуга.
9. Опір плуга (формула В.П. Горячкіна)
10. Відповідність колії трактора ширині захвату плуга.
11. Розміщення робочих органів і коліс плуга.
12. Кінематичний режим роботи ґрунтообробної фрези.
13. Визначення передатного відношення приводу котушкового висівного апарату.
14. Робочий об'єм і режим роботи котушкового висівного апарату.
15. Розрахунок діаметра та числа обертів диска висівних апаратів точного висіву з механічним приводом.
16. Розрахунок діаметра диска, присмоктувальної сили та витрати повітря у висівних апаратах пневматичного типу.
17. Швидкість транспортера машин для внесення добрив.
18. Режим роботи роторного розкидача органічних добрив.
19. Режим роботи дискового відцентрового апарата для внесення мінеральних добрив.
20. Режим роботи та робочий об'єм тарілчастого туковисівного апарату.
21. Кінематика ножа сегментно-пальцевого типу.
22. Принципи роботи і типи різальних апаратів.
23. Визначення робочих швидкостей різання.
24. Умови защемлення стебел різальною парою.
25. Сили, що діють на ніж. Потужність приводу ножа сегментно-пальцевого типу.
26. Площа подачі та навантаження на лезо сегмента.
27. Взаємодія мотовила і різального апарата.
28. Кінематичний режим роботи мотовила.
29. Встановлення мотовила за висотою.
30. Потужність приводу молотильного барабана.
31. Розрахунок довжини, діаметра та критичної швидкості обертання молотильного барабана.
32. Кінематичний режим роботи 4-х клавішного соломотряса.
33. Залежність фази співударяння від фази відриву вороху.

34. Ефективні режими роботи соломотряса.
35. Завантаження та основні параметри соломотряса.
36. Кінематика мотовила.
37. Умова руху зерна вверх по решету.
38. Умова руху зерна вниз по решету.
39. Умова руху зерна вниз і вверх по решету.
40. Середня швидкість руху зерна вздовж решета.
41. Умови проходження зерна через отвори решета.
42. Умови руху зерна вздовж по решету з відривом.
43. Кінематичний показник роботи плоских решіт.
44. Розміри та продуктивність решета.
45. Рух зерна в трієрному циліндрі.
46. Кінематичний режим роботи трієра.
47. Установка приймального жолоба в трієрі.
48. Основні параметри трієра.
49. Розрахунок повітряної очистки (перерізів каналів, витрата повітря, продуктивність).
50. Залежність тиску від витрати повітря вентилятором.
51. Вибір вентилятора.
52. Статичні і кінетичні характеристики процесу сушіння.
53. Загальна схема розрахунку сушарок.
54. Тривалість та режими процесу сушіння.
55. Розподіл тиску в камері пресування.
56. Розрахунок маховика преса.
57. Кінематичний режим роботи бральної секції льонокомбайна.
58. Розрахунок потужності приводу брального апарату.
59. Визначення довжини бральних пасів.
60. Основні параметри гладких вальців.

ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ

ЗАДАЧІ

1. Визначити найбільшу ширину захвату полицевого корпусу плуга, при якій повернута скиба в'язкого ґрунту стає нестійкою, якщо глибина оранки $a=25$ см.
2. Визначити максимальну глибину оранки корпусом з шириною захвату $b=35$ см, коли повернута скиба займе стійке положення.
3. Визначити середній тяговий опір трикорпусного начіпного плуга з масою 800 кг, шириною захвату кожного корпусу 35 см, що оре на глибину 22 см рухаючись із швидкістю 2 м/с (коефіцієнти: перекочування $f=0,5$; питомого опору ґрунту $k=35$ КПа; швидкісний $\varepsilon=2000$ Нс²/м⁴).
4. Визначити середній тяговий опір п'ятикорпусного начіпного плуга з масою 1200 кг, шириною захвату кожного корпусу 35 см, що оре на глибину 20 см рухаючись із швидкістю 2 м/с (коефіцієнти: перекочування $f=0,4$; питомого опору ґрунту $k=40$ КПа; швидкісний $\varepsilon=2000$ Нс²/м⁴).
5. Визначити віддаль між рядами розпушувальних лап культиватора L , якщо глибина обробітку $a=10$ см, виліт носка лапи $l_0=10$ см, кут входження лапи в ґрунт $\alpha=30^\circ$ і кут тертя ґрунту по сталі $\varphi=33^\circ$.
6. Визначити віддаль між рядами розпушувальних лап культиватора L , якщо глибина обробітку $a=12$ см, виліт носка лапи $l_0=12$ см, кут входження лапи в ґрунт $\alpha=35^\circ$ і кут тертя ґрунту по сталі $\varphi=33^\circ$.
7. Визначити ширину захвату зубової борони при числі поперечних планок $M=5$; поздовжніх $N=5$ і ширині міжрядь (віддаль між слідами двох сусідніх зубів) $a=4$ см.
8. Визначити показник кінематичного режиму роботи мотовила жатки, що має радіус $R=60$ см; частоту обертання 30 об/хв і поступальну швидкість $V_M=1,5$ м/с.
9. Визначити швидкість переміщення фрези, якщо при її роботі забезпечується подача на один ніж (крок фрези) $X_z=5$ см, на кожному дисковій барабана встановлено $z=6$ ножів і частота обертання барабана фрези становить 4 оберти за секунду.
10. Визначити показник кінематичного режиму роботи λ фрези, що має діаметр барабана по кінцях ножів 60 см, 6 ножів на кожному дисковій і під час роботи забезпечується подача на один ніж (крок фрези) $X_z=10$ см.
11. Визначити мінімальну частоту обертання горизонтального диска для розкидання

- мінеральних добрив з радіальними лопатками, якщо добрива подаються на віддаль $r_0=0,1$ м від центру диска, а коефіцієнт тертя туків по лопатках і диску складає $f=0,65$.
12. Визначити робочу ширину захвата B_p дводискового відцентрового розкидача мінеральних добрив з радіальними лопатками на диску, що розташований на висоті $H=0,6$ м над ґрунтом, має діаметр $D=0,5$ м, частоту обертання 700 об/хв і віддаль між центрами дисків $A=0,6$ м (опір повітря не враховується, а ширина перекриття між проходами $\Delta B=1$ м).
 13. Визначити швидкість транспортера розкидача органічних добрив, необхідну для внесення норми $Q=25$ т/га при швидкості руху агрегату $V_M=1,8$ м/с, з шириною захвату $B=6$ м і шириною транспортера $b=1,6$ м, а також висоті шару добрив $h=0,6$ м і об'ємній масі добрив $\gamma=0,7$ т/м³.
 14. Визначити робочий об'єм V_p котушки зернової сівалки для висіву насіння жита з нормою висіву $Q=120$ кг/га (об'ємною масою $\gamma_H=0,72$ г/см³) при ширині міжрядь $b=15$ см, передатному відношенні $i=0,49$ приводу котушки від ходового колеса діаметром $D=1,25$ м.
 15. Визначити робочий об'єм V_p котушки зернової сівалки з числом жолобків $z=12$, діаметром $d=50$ мм, робочою довжиною $l_p=32$ мм, коефіцієнтом заповнення жолобків $\beta=0,8$, площею поперечного перерізу жолобка $f_{жс}=0,48$ см² і приведеною товщиною активного шару $C_{np}=4$ мм.
 16. Визначити робочу швидкість сівалки точного висіву при числі обертів висівного диска $n=18$ об/хв кількості комірок $z=90$ і віддалі між насінинами в рядку $l_H=8$ см.
 17. Визначити крок висіву насінин апаратом точного висіву, якщо сівалка рухається із швидкістю $V=8$ км/год при числі обертів диска $n=24$ об/хв і числі отворів $z=22$.
 18. Визначити максимально допустиму швидкість руху картоплесаджалки V_M при допустимій секундній подачі бульб $Q_c=9$ шт/с і крокові садіння $L_H=30$ см.
 20. Визначити подачу q (кг/хв) порошкоподібного отрутохімікату обпилювачем, що рухається із швидкістю 8 км/год та шириною захвату $B=60$ м і нормою витрати отрутохімікату $Q=15$ кг/га.
 21. Проілюструйте визначення графічним методом робочих швидкостей різання стебел сегментно-пальцевим різальним апаратом.
 22. Визначити величину вертикального переміщення мотовила при скошуванні стебел висотою $L=0,4\dots 1,3$ м, висоті зрізу стебел $H=0,12\dots 0,19$ м відповідно, радіусі мотовила $R=0,6$ м і показникові кінематичного режиму роботи $\lambda=1,7$.

23. Проаналізуйте залежність швидкості руху V від переміщення X різального апарата з центральним механізмом приводу сегментно-пальцевого типу.
24. Визначити показник кінематичного режиму роботи мотовила жатки, що має радіус $R=60$ см; частоту обертання 25 об/хв і поступальну швидкість $V_M=1,8$ м/с.
25. Визначити потужність на обмолот хлібної маси з секундною подачею $m'=5$ кг/с в бильний молотильний апарат діаметром $D=0,55$ м, частотою обертання $n=1080$ об/хв при коефіцієнті перетирання хлібної маси $f=0,7$.
26. Визначити частоту обертання колінчастого вала двовального клавійного соломотряса, що має радіус кривошипа $r=5$ см для забезпечення кінематичного режиму роботи $k=2,2$.
27. Визначити потужність приводу вентилятора при подачі повітря із швидкістю $V=13$ м/с в трубопроводі системи очистки з діаметром 260 мм і статичному тискові повітря $H_{cm}=950$ Па (густина повітря $\rho=1,2$ кг/м³ і манометричний ККД вентилятора $\eta=0,81$).
28. Визначити число обертів трієрного циліндра з внутрішнім діаметром $D=400$ мм і показником кінематичного режиму роботи $k=0,65$.
29. Визначити кількість пропусків зерна через шахтну сушарку, продуктивність її по матеріалові і кількість видаленої вологи за 1 годину, якщо на сушарку надходить $G_I=40$ т/год зерна пшениці з початковою вологістю $W_n=20\%$, яке необхідно просушити до кондиційної вологості $W_k=14\%$.
30. Визначити подачу Q маси ґрунту разом з картоплею на початок транспортера дворядного картоплезбирального комбайна при заглибленні лемешів $a=19$ см, гладкій посадці картоплі з міжряддям $b=0,7$ м, поступальній швидкості комбайна $V_M=1,1$ м/с і густині маси $\rho=1300$ кг/м³.

ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ

1. Основний обробіток ґрунту це:

1. культивація;
2. оранка;
3. боронування;
4. коткування.

2. Основні робочі органи плуга:

1. корпус, передплужник, ніж, ґрунтопоглиблювач;
2. ніж, рама, механізм опорного колеса;
3. передплужник, рама, механізм начіпки;
4. рама, механізм опорного колеса та начіпки.

3. Леміш корпусу плуга призначений для:

1. перевертання та розпушування скиби ґрунту;
2. запобігання зміщенню корпусів внаслідок дії на них бокових сил;
3. підрізання скиби ґрунту та спрямування її на полицю;
4. підрізання скиби ґрунту у вертикальній площині.

4. Луцильники поділяються на:

1. дискові та лемішні;
2. дискові та безполицеві;
3. безполицеві та лемішні.

5. Робочими органами шлейф-борони ШБ-2,5А є:

1. плоский ніж та кутник гребінка;
2. шлейф;
3. секція дисків;
4. всі перераховані робочі органи.

6. За призначенням культиватори поділяються на:

1. парові;
2. просапні;
3. протиерозійні;
4. всі перераховані.

7. Обприскувач ПОМ-630 призначений для:

1. внесення порошкоподібних міндобрив;
2. внесення рідких міндобрив;
3. обприскування пестицидами;
4. внесення гранульованих міндобрив.

8. Машина РОД-6 призначена для:

1. внесення сухих міндобрив;
2. внесення рідких міндобрив;
3. внесення рідких органічних добрив;
4. внесення твердих органічних добрив.

9. Сівалка СЗ-3,6А є:

1. універсальною;
2. кукурудзяною;
3. буряковою;
4. льоновою.

10. Який насіннєвий висівний апарат у сівалки СЗ-3,6А:

1. дисковий;
2. катушковий;
3. штифтовий;
4. катушково-штифтовий.

11. Звідки починають установку сошників на сівалці:

1. з правого боку сівалки;
2. з лівого боку сівалки;
3. з середини сівалки;
4. з будь-якого сошника.

12. Як працює механізм приводу висівних апаратів сівалки СЗ-3,6:

1. від валу відбору потужності трактора;
2. від гідромотора;
3. від опорних коліс сівалки;
4. від електродвигуна.

13. Яку сівбу виконує сівалка ССТ-12В:

1. звичайну рядкову;
2. вузькорядну;
3. широкорядну;
4. розкидну.

14. Які існують способи хімічного захисту рослин:

1. Обприскування і обпилювання;
2. Фумігація і нанесення аерозолів;
3. Розкидання отруйних принад і протруювання;
4. Всі перераховані.

15. Кут атаки дисків у дискових луцильників становить:

1. 5-10°;
2. 10-15°;
3. 15-25°;
4. 25-35°.

16. Борони поділяються на:

1. зубові та сітчасті;
2. голчасті та ротаційні;
3. пружинні та дискові;
4. всі перераховані типи.

17. Особливістю сітчастої борони БСО-4А є:

1. добре копіювання рельєфу;
2. висока швидкість роботи;
3. активні робочі органи;

4. все перераховане.

18. Яка з перелічених сівалок є буряковою:

1. СЗ-3,6;
2. СУПН-8А;
3. ССТ-12В;
4. СОН-4,2.

19. Який спосіб хімічного протруювання найбільш поширений:

1. Сухий;
2. Мокрий;
3. Зволожений;
4. Всі перераховані.

20. При обробітку сильно забур'янених полів на культиваторі КПС-4 встановлюють:

1. в передньому ряду стрілчасті лапи шириною 270 мм, в задньому – шириною 330 мм;
2. в обох рядах стрілчасті лапи шириною 330 мм;
3. два ряди пружинних лап;
4. три ряди пружинних лап.

21. Перекриття стрілчастих лап культиваторів для суцільного обробітку ґрунту повинно становити не менше:

1. 1-2 см;
2. 2-3 см;
3. 3-4 см;
4. 4-5 см.

22. Луцильники поділяються на:

1. дискові та лемішні;
2. дискові та безполицеві;
3. безполицеві та лемішні.

23. Машина МВУ-5 призначена для:

1. поверхневого розкидання міндобрив;
2. внесення міндобрив у ґрунт;
3. внесення рідких добрив;
4. розкидання органічних добрив.

24. Машина МЖТ-10 призначена для:

1. внесення гранульованих міндобрив;
2. внесення рідких міндобрив та пестицидів;
3. внесення рідких органічних добрив;
4. внесення твердих органічних добрив.

25. Сівалка СЗ-3,6 є:

1. начіпною;
2. напівначіпною;
3. причіпною;
4. самохідною.

26. Який висівний апарат має сівалка СУПН-8А:

1. дисковий;
2. катушковий;
3. штифтовий;

4. катушково-штифтовий.

27. Як вносяться мінеральні добрива та насіння в сівалці СЗ-3,6А:

1. разом в один рядок;
2. одночасно, але в різні рядки;
3. спочатку вносять мінеральні добрива, а потім насіння;
4. спочатку вносять насіння, а потім мінеральні добрива;

28. Ширина міжрядь звичайної рядкової сівби складає:

1. 6,5 см;
2. 8,5 см;
3. 15 см;
4. 45 см.

29. Для чого призначені сошники:

1. для дозування та транспортування насіння;
2. для транспортування та загортання насіння;
3. для утворення в ґрунті борозен та загортання насіння;
4. для утворення в ґрунті борозен, вкладання в них насіння та загортання насіння.

30. Яке призначення системи аспірації у машині ПС-10А:

1. Протруювання насіння;
2. Очищення насіння;
3. Очищення повітря;
4. Все перераховане.

31. Робочі органи фрез відрізняються від інших тим, що вони:

1. виконані з органічних матеріалів;
2. примусово обертаються;
3. вільно обертаються;
4. нічим не відрізняються.

32. Кільчасто-зубчастий коток складається з:

1. окремих металевих дисків;
2. з ребристо-зубчатих дисків;
3. кілець з ребордами та кілець із зубцями;
4. циліндричного барабану із зубами;

33. Подрібнювач міндобрив АІР-20А повинен забезпечувати подрібнення добрив на частки розміром:

1. до 3 мм;
2. до 5 мм;
3. більше 5 мм;
4. більше 8 мм.

34. Скільки зон руху зерна створює катушковий висівний апарат?

1. 1;
2. 2;
3. 3;
4. 4.

35. Яке рівняння дозволяє визначити об'єм насіння, що висівається котушкою за один оберт?

1. $kzS_{жZ}лк$;
2. $пdkhzлк$;
3. $(kzS_{жZ}ж + пdkhz)лк$;
4. жодне.

36. Скільки фаз включає робота дискового висівного апарату?

1. 1;
2. 2;
3. 3;
4. 4.

37. Як вибирається розмір комірки на висівному диску?

1. повинна вміщуватися найбільша насінина;
2. повинно вміщуватися не більше двох найменших насінин;
3. по середньому розміру насінини;
4. повинна вміщуватися найбільша насінина і не вміщуватися дві найменших насінин.

38. Сошники з гострим кутом входження в ґрунт називаються:

1. дисковими;
2. анкерними;
3. кілеподібними;
4. наральниковими.

39. За формуло $\frac{600n_{тi}Z_{л}}{Q_{cb}}$ визначають:

1. швидкість руху картоплесадильної машини;
2. крок садіння картоплесадильної машини;
3. витрату посадкового матеріалу картоплесадильною машиною;
4. ширину міжрядь при садінні картоплі.

40. Друга фаза роботи дисково-ложечкового садильного апарату це:

1. фіксація бульби в ложечці;
2. захоплення бульби ложечкою у живильному ковші;
3. звільнення бульби затискачем і її вільне падіння;
4. потрапляння бульби в борозну.

41. Коли повинна відбуватись фіксація бульби картоплі в ложечці садильного апарату:

1. поки бульба знаходиться в шарі картоплі;
2. в момент виходу бульби з шару картоплі;
3. коли ложечка з бульбою досягне горизонтального положення;
4. в будь-який з перерахованих моментів.

42. Скільки закладок розсади може зробити за 1 хв. в середньому оператор до тримачів розсадосадильної машини?

1. 10-25;
2. 25-35;
3. 35-40;

4. 40-45.

43. За якою формулою визначають продуктивність шнека?

1. $W=3600Fv\gamma$;
2. $F = \frac{\pi d^2}{4} \eta v$;
3. $v=Sn/60$;
4. жодна формула не підходить.

44. За формулою $q_{ж} = 600F_0 u k_n \gamma f$ визначають:

1. хвилину витрати рідини чи порошку;
2. продуктивність шнекового живильника;
3. продуктивність дискового живильника;
4. відстань між розпилювальним наконечником і рослиною.

45. Активний шар зерна в катушковому висівному апараті це:

1. насіння, що рухається вільно під дією сили тяжіння;
2. насіння, що потрапило в жолобки катушки;
3. насіння, що знаходиться між катушкою і днищем коробки;
4. все перераховане.

46. Сила тертя, що утримує насінину на диску пневматичного висівного апарату, залежить від?

1. інерційної відцентрової сили;
2. сили ваги;
3. сил присмоктувального і осьового тиску;
4. всіх перерахованих сил.

47. Який тип сошників розпушує ґрунт, а який ущільнює?

1. анкерний і кілеподібний – розпушує, дисковий – ущільнює;
2. анкерний – розпушує, кілеподібний – ущільнює;
3. кілеподібний – розпушує, дисковий – ущільнює;
4. кілеподібний – розпушує, анкерний і дисковий – ущільнює.

48. Якого розміру бульби картоплі випадають з садильного апарату раніше?

1. дрібні;
2. середні;
3. крупні;
4. час звільнення бульби з ложечки не залежить від її розміру.

49. На скільки може підвищуватись вологість зерна під час протруювання?

1. 1%;
2. 5%;
3. 10%;
4. 14-16%.

50. Кінематичний показник роботи фрези це:

1. відношення поступальної швидкості до колової;
2. відношення колової швидкості до поступальної;
3. відношення колової швидкості до діаметра барабана;
4. відношення колової швидкості до кількості ножів.

51. За формулою $d = \frac{c}{\omega} \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma\rho}}$ визначать:

1. діаметр краплин, що утворюють відцентрові розпилювачі;
2. діаметр краплин, що утворюють щілинні розпилювачі;
3. діаметр краплин, що утворюють пневматичні розпилювачі;
4. діаметр краплин, що утворюють обертові розпилювачі.

52. За формулою $v_x = \frac{0,48v_0}{(\frac{ax}{d} + 0,145)}$ визначать:

1. швидкість руху обприскувача;
2. швидкість рідини, що розпилюється;
3. швидкість повітряного потоку вентиляторного обприскувача;
4. швидкість рідини, що створює гідромішалка.

53. За формулою $q = VQv/600$ визначать:

1. хвилину витрату рідини чи порошку;
2. продуктивність шнекового живильника;
3. продуктивність дискового живильника;
4. відстань між розпилювальним наконечником і рослиною.

54. Від чого залежить витрата повітря вентилятором пневматичної сівалки?

1. кроку між насінинами;
2. швидкості сівалки;
3. швидкості обертання висівного диска;
4. швидкості повітряного потоку.

55. Яка маса бульб картоплі повинна бути щоб вони надійно захоплювались садильним апаратом?

1. 10-40 г;
2. 30-70 г;
3. 40-80 г;
4. 40-100 г.

56. В якому положенні відбувається висадка розсади в ґрунт:

1. в крайньому нижньому;
2. 10° до крайнього нижнього положення;
3. 10° після крайнього нижнього положення;
4. в межах від -10° до $+10^\circ$ відносно крайнього нижнього положення.

57. Які сошники найбільш рівномірно розміщують насіння:

1. кілеподібні;
2. анкерні;
3. однодискові;
4. дводискові.

58. За формулою $l = \frac{h}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}$ визначать:

1. хвилину витрату рідини чи порошку;
2. продуктивність шнекового живильника;
3. продуктивність дискового живильника;
4. відстань між розпилювальним наконечником і рослиною.

59. Якого розміру ґрунтові агрегати є найціннішими?

1. 3-10 мм;
2. 1-3 мм;
3. 0,25-1 мм;
4. Менше 0,25мм.

60. Здатність ґрунту деформуватися і зберігати форму після деформації це:

1. пористість;
2. твердість.
3. липкість;
4. пластичність;

61. Як позначається кут нахилу клина:

1. α ;
2. β ;
3. γ ;
4. δ .

62. Який кут тригранного клина відповідає за перевертання ґрунту:

1. α ;
2. β ;
3. γ ;
4. δ .

63. Третя стадія руйнування ґрунту клином це:

1. затиснення повітря і води та накопичення потенціальної енергії;
2. зминання з ущільненням;
3. зміщення сколеної брили;
4. стиснення до граничного стану і сколювання.

64. Вкажіть вірну залежність складової R_y результуючої сил опору, що діють на корпус плуга:

1. $(0,25 \dots 0,45)R_x$;
2. $\pm 0,2R_x$;
3. $\eta R_{пл}/n$;
4. $fG + Kab + \epsilon abv^2$.

65. Скільки складових сили опору плуга містить формула академіка В.П.Горячкіна:

1. дві;
2. три;
3. чотири;
4. п'ять.

66. В яких межах повинен знаходитись ККД плуга:

1. 0,1-0,4;
2. 0,4-0,6;
3. 0,6-0,8;
4. 0,8-1.

67. Від чого залежить відстань між корпусами плуга:

1. ширини захвату корпусу;
2. кут між лезом лемеша і борозною;
3. кута тертя;
4. всього перерахованого.

68. Ширину захвату фрези визначають враховуючи:

1. висоту гребенів;
2. товщину стружки;
3. потужність трактора;
4. все перераховане.

69. На що впливає швидкість гранули в момент зльоту з лопатки розсіювального диска?

1. норму внесення добрив;
2. відстань розкидання;
3. рівномірність розподілу добрив по поверхні поля;
4. все перераховане.

70. Відношення маси абсолютно сухого ґрунту до його загального об'єму це:

1. щільність;
2. пористість;
3. твердість;
4. липкість.

71. Здатність ґрунту поновлювати свою форму після деформацій це:

1. твердість;
2. липкість;
3. пружність;
4. пластичність.

72. У формулі академіка В.П.Горячкіна fG це:

1. сила тертя;
2. сила опору ґрунту деформації;
3. сила опору ґрунту відкиданню;
4. реакція ґрунту на опорне колесо.

73. Яку траєкторію описують ножі фрези у процесі роботи?

1. логарифмічну спіраль;
2. гіперболу;
3. параболу;
4. циклоїду.

74. За формулою $kcazn/60$ визначають:

1. потужність на деформацію ґрунту при роботі фрези;
2. потужність на відкидання стружки при роботі фрези;
3. потужність на переміщення фрези по полю;
4. загальну потужність на роботу фрези.

75. Діаметр барабана фрези вибирають залежно від:

1. потужності трактора;
2. потужності на привід фрези;
3. глибини обробітку;
4. кількості ножів;

76. Відношення об'єму пустот у ґрунті до загального об'єму це:

1. щільність;
2. пористість.
3. твердість;
4. липкість.

77. Скільки кутів встановлення має двогранний клин:

1. 1;
2. 2;
3. 3;
4. 4;

78. Які сили діють на часточку ґрунту, що знаходиться на поверхні клина:

1. нормальна і тангенціальна;
2. нормальна і відцентрова;
3. нормальна і сила тертя;
4. тангенціальна і відцентрова.

79. Проектування схеми плуга починають з визначення:

1. тягового зусилля трактора;
2. питомого опору ґрунту деформації;
3. кількості корпусів;
4. відстані між корпусами.

80. За даною формулою $2\pi R/\lambda$ визначають:

1. подачу на ніж фрези;
2. глибину обробітку фрези;
3. товщину стружки, що знімає фреза;
4. висоту гребенів після фрезерування.

81. Яка кількість ножів найчастіше встановлюється на одному диску фрези:

1. 1, 2 або 3;
2. 1, 3 або 5;
3. 2, 4 або 6;
4. 4, 6 або 8.

82. Вологість розсипного сіна повинна становити не більше:

1. 8-12 %;
2. 14-16 %;
3. 20-25 %;
4. 50-55 %.

83. Який різальний апарат є апаратом підпірного зрізу?

1. сегментно-пальцевий;
2. роторний барабанний;
3. роторний дисковий;
4. всі перераховані.

84. Продуктивність кормозбирального комбайна КСК-100А становить:

1. 100 т/год при скошування трав та кукурудзи;
2. 60 т/год при скошуванні кукурудзи і 120 т/год при скошуванні трав;
3. 120 т/год при скошуванні кукурудзи і 60 т/год при скошуванні трав;
4. 60 т/год при скошування трав та кукурудзи.

85. Граблі ГП-14А призначені для:

1. зрібання сіна у валки;
2. ворущіння сіна і перевертання валків;
3. розкидання валків по полю;
4. все перераховане.

86. Що входить до складу навантажувача фронтального ПФ-0,8?

1. граблева решітка;
2. притискна решітка;
3. зіштовхувальна решітка;
4. все перераховане.

87. Який спосіб збирання зернових передбачає спочатку їх скошування і укладання у валки?

1. однофазний;
2. двофазний;
3. індустріально-потоківий;
4. всі перераховані.

88. Жатка ЖВН-6Б:

1. начіпна;
2. напівначіпна;
3. причіпна;
4. самохідна.

89. З якими міжряддями вирощують кукурудзу?

1. 15 або 45 см;
2. 45 або 70 см;
3. 70 або 90 см;
4. 90 або 120 см.

90. З яких вальців складається качаноочисник апарат кукурудзозбиральних комбайнів?

1. чавунні та дерев'яні;
2. чавунні та гумові;
3. гумові та дерев'яні;
4. чавунні та сталеві.

91. Розподіл очищеного зерна на фракції це:

1. очищення;
2. сортування;
3. калібрування;
4. все перераховане.

92. Похилий транспортер (гірка) картоплезбирального комбайна це:

1. стрічковий транспортер з прогумованою стрічкою;
2. пневматичні циліндричні балони;
3. рідкопрутковий транспортер;
4. все перераховане.

93. Які існують способи збирання цукрових буряків?

1. однофазний;
2. двофазний;
3. трифазний;
4. всі перераховані.

94. Які копачі встановлено на комбайнах РКМ-6, РКС-6 або МКК-6?

1. дводисковий з активним диском;
2. дисковий пасивний;
3. вилковий;
4. полозковий.

95. Що являє собою очистка комбайна КС-6Б?

1. набір вальців і бітерів;
2. набір шнеків і бітерів;
3. решітний стан;
4. грохот.

96. Вологість пресованого сіна не повинна перевищувати:

1. 8-12%;
2. 14-16%;
3. 20-25%;
4. 50-55%.

97. Який різальний апарат має косарка КС-2,1А?

1. сегментно-пальцевий;
2. роторний дисковий.
3. роторний барабанний;
4. безпальцевий типу «тандем».

98. Прес-підбирач ППЛ-Ф-1,6М пресує масу:

1. поршнем;
2. ланцюгово-прутковими транспортерами;
3. пасовими транспортерами;
4. гвинтовими транспортерами.

99. Який спосіб збирання зернових передбачає їх одночасне скошування і обмолот:

1. однофазний;
2. двофазний;
3. індустріально-потоківий;
4. всі перераховані.

100. Висота зрізу стебел жаткою регулюється за допомогою:

1. гідрофікованого варіатора;
2. зміни довжини шатуна кривошипно-шатунного механізму;
3. зміни положення опорних башмаків;
4. зміни натягу пружин механізму зрівноваження.

101. Вологість качанів кукурудзи на період збирання повинна становити:

1. 10-15%;
2. 15-20%;
3. 20-25%;
4. 25-30%.

102. В кукурудзозбиральних комбайнах найчастіше застосовують качаноочисні апарати:

1. шнекового типу;
2. вальцьового типу;
3. барабанного типу;
4. аксіально-роторні.

103. На решетах насіння очищують за:

1. шириною та довжиною;
2. довжиною та товщиною;
3. шириною та товщиною;
4. довжиною та шорсткістю.

104. Який спосіб збирання цукрових буряків передбачає використання гнчкозбиральної машини?

1. однофазний;
2. двофазний;
3. трифазний;
4. дво- та трифазний.

105. Вологість сінажу не повинна перевищувати:

1. 8-12%;
2. 14-16%;
3. 20-25%;
4. 50-55%.

106. Особливість агрегування косарки КПС-5Г:

1. начіпна;
2. напівначіпна;
3. причіпна;
4. самохідна.

107. Комбайн кормозбиральний КСК-100А включає:

1. жатку для трав;
2. жатку для високостеблових культур;
3. підбирач валків;
4. все перераховане.

108. Прес-підбирач ППР-110 пресує масу:

1. поршнем;
2. ланцюгово-прутковими транспортерами;
3. пасовими транспортерами;
4. гвинтовими транспортерами.

- 109. Який спосіб збирання зернових передбачає їх обмолот на стаціонарних пунктах:**
1. однофазний;
 2. двофазний;
 3. індустріально-потоковий;
 4. всі перераховані.
- 110. Яку форму мають миси жатки для збирання кукурудзи?**
1. клина;
 2. кулі;
 3. куба;
 4. паралелепіпеда.
- 111. Для зрізу стебел кукурудзи на комбайнах застосовують різальні апарати:**
1. пальцево-сегментні;
 2. роторні барабанні;
 3. роторні дискові;
 4. всі перераховані.
- 112. Видалення із зернового вороху домішок, щуплого, битого і пошкодженого зерна це:**
1. очищення;
 2. сортування;
 3. калібрування;
 4. все перераховане.
- 113. Який спосіб збирання цукрових буряків передбачає використання підбирача-очисника?**
1. однофазний;
 2. двофазний;
 3. трифазний;
 4. дво- та трифазний.
- 114. Завдяки чому апарат для зрізання гички машини БМ-6А копіює поверхню голівок коренеплідів?**
1. автоматичній системі водіння машини по рядках;
 2. гребінчастому копіру;
 3. індуктивному датчику;
 4. лазерному детектору.
- 115. Який різальний апарат встановлено на косарці КРН-2,1?**
1. сегментно-пальцевий;
 2. роторний барабанний;
 3. роторний дисковий;
 4. безпальцевий типу «тандем».
- 116. КСК-100А це:**
1. косарка-подрібнювач;
 2. косарка-плющилка;
 3. комбайн кормозбиральний;
 4. жатка валкова;

- 117. Розподіл зерна на фракції за розмірами, вагою та іншими характеристиками це:**
1. очищення;
 2. сортування;
 3. калібрування;
 4. все перераховане.
- 118. За яким розміром розділять насіння на решетах з круглими отворами?**
1. довжиною;
 2. шириною;
 3. товщиною;
 4. довжиною та шириною.
- 119. Машина БМ-6А це:**
1. гичкозбиральна машина;
 2. бурякозбиральний комбайн;
 3. копач коренеплодів;
 4. підбирач-очисник.
- 120. Який різальний апарат встановлено на машині БМ-6А:**
1. роторний барабанний;
 2. роторний дисковий;
 3. вертикально-шнековий;
 4. сегментно-пальцевий.
- 121. Кукурудзу на зерно збирають у фазі:**
1. Повної стиглості;
 2. Воскової стиглості;
 3. Молочно-воскової стиглості;
 4. Будь-якій.
- 122. Яке призначення комбайну КСКУ-6АС:**
1. Подрібнення листостеблової маси кукурудзи;
 2. Очищення качанів кукурудзи;
 3. Обмолот качанів кукурудзи;
 4. Все перераховане.
- 123. Які операції виконує стаціонарний пункт ПМУ-15:**
1. Очищення або доочищення качанів кукурудзи;
 2. Підсушування качанів кукурудзи;
 3. Обмолот качанів кукурудзи;
 4. Всі перераховані.
- 124. Видалення із зернового вороху домішок, щуплого і битого зерна це:**
1. Очищення;
 2. Сортування;
 3. Калібрування;
 4. Все перераховане.

125. Якого типу сушарка СЗШ-16А:

1. Шахтна;
2. Барабанна;
3. Електрична;
4. Активного вентилявання.

126. Кукурудзу з якою шириною міжрядь збирає комбайн ККП-3 :

1. 45 см;
2. 70 см;
3. 75 см;
4. 90 см.

127. Подрібнена листостеблова маса в комбайні ККП-3 подається:

1. У валок збоку комбайна;
2. Транспортером у бункер комбайна;
3. Розкидається по поверхні поля;
4. По силосопроводу у причіп чи кузов.

128. В якій частині повинні захвачувати стебла вальці качановідривного апарату:

1. В передній;
2. В середній;
3. В задній;
4. По всій довжині.

129. Для очищення якої культури застосовують решета з трикутними отворами:

1. гречка;
2. горох;
3. кукурудза;
4. соняшник.

130. Скільки рядків кукурудзи одночасно збирає комбайн ККП-3:

1. 2;
2. 3;
3. 6;
4. 9.

131. Куди направляються обгортки, зняті з качанів у комбайні ККП-3:

1. На поле;
2. Разом зі стеблами до подрібнювального апарату;
3. Окремо від стебел до подрібнювального апарату;
4. У бункер комбайна.

132. Від яких параметрів залежить якість очищення качанів кукурудзи від обгортки:

1. Від довжини і кількості пар вальців;
2. Від кута нахилу вальців і частоти їх обертання;
3. Від діаметру вальців і активності їх робочої поверхні;
4. Все перераховане.

- 133. Якого типу сушарка СЗСБ-8А:**
1. Шахтна;
 2. Барабанна;
 3. Електрична;
 4. Активного вентилявання.
- 134. Повнота збирання зерна кукурудзи повинна становити не менше:**
1. 75%;
 2. 85%;
 3. 92%;
 4. 98%.
- 135. Які молотильні апарати використовують на кукурудзозбиральних комбайнах:**
1. Бігерні;
 2. Вальцьові;
 3. Дискові;
 4. Барабанні.
- 136. Скільки автономних гідравлічних систем має комбайн КСКУ-6АС:**
1. 1;
 2. 2;
 3. 3;
 4. 4.
- 137. Які вентилятори використовуються для створення повітряного потоку:**
1. Відцентрові і осьові;
 2. Осьові і діаметральні;
 3. Відцентрові і діаметральні;
 4. Осьові і вихрові.
- 138. Які отвори мають стандартні решета зерноочисних машин:**
1. лункоподібні;
 2. трикутні;
 3. круглі і довгасті;
 4. всі перераховані.
- 139. Для чого призначені сортувальні решета:**
1. відокремлення великих домішок;
 2. відокремлення дрібних домішок;
 3. розділення насіння основної культури;
 4. все перераховане.
- 140. Якого типу сушарка БВ-40А:**
1. Шахтна;
 2. Барабанна;
 3. Електрична;
 4. Активного вентилявання.

Рекомендована література

Основна література:

1. Веселовська Н.Р., Шаргородський С.А., Руткевич В.С. Технологічні основи сільськогосподарського машинобудування: навч. посіб. Вінниця: 2019, 283 с.
2. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини: підручник. 2-е вид. К.:Каравела, 2017. 552 с.
3. Тищенко С.С., Дубровін В.О., Теслюк В.В., Волянський М.С. Сільськогосподарські машини. Теорія і розрахунок робочих органів машин для поверхневого обробітку ґрунту: навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямками підготовки «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» та «Машинобудування». Київ: ЦП "Компринт", 2015. 158 с.
4. Кравчук В. І., Хайліс Г. А., Кушнар'ов А. С. та ін. Дослідження сільськогосподарської техніки. Практикум науковцю. УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. Дослідницьке, 2016. 328 с.
5. Розробка, виробництво, конструктивні особливості і нової сільськогосподарської техніки: навчальний посібник для здобувачів професійної (професійно-технічної) освіти/ В.І. Скрипник. – Київ: Література ЛТД, 2019. - 256 с.
6. Сільськогосподарські машини : навч. посіб. / Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Волянський М.С., Мартишко В.М., Гуменюк Ю.О. Київ: «Агроосвіта», 2017. 180 с.

Додаткова література

1. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей / Сало В.М., Лещенко С.М., Лузан П.Г., Мачок Ю.В., Богатир'ов Д.В. – Х.: Мачулін, 2016. – 244 с.
2. Сільськогосподарські машини: підручник / Д. Г. Войтюк, Л. В. Аніскевич [та ін.]; За ред. Д. Г. Войтюка. - К. : Агроосвіта, 2015. - 678 с.
3. Науково-випробувальні дослідження сільськогосподарської техніки і технологій: розвиток і диверсифікація (колектив авторів)/ за ред. В. Кравчука; Міністерство аграрної політики та продовольства України; УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. Дослідницьке, 2018. 240 с.
4. Системи доочищення коренеплодів при їх механізованому збиранні : монографія / Р.Б. Гевко, І. Г. Ткаченко, Р. М. Рогатинський, С. В. Синій та ін. Тернопіль: Осадца Ю. В., 2020. 216 с.
5. Машини, агрегати та комплекси для післязбиральної обробки і зберігання врожаю (за ред. Лебедева С.А.) / [Колектив авторів]; Міністерство аграрної політики та продовольства України; УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2023. - 364 с. – (Серія «Сільськогосподарська техніка XXI: моніторинг, випробування, прогнозування»).
6. Машини для тваринництва та заготівлі кормів: монографія / Смоляр В. І., Халін С. В., Постельга С. С., Бабинець Т. Л., Погорілий В. В., Новохацький

М. Л., Литовченко О. В., Загородній С. В. – УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2022. – 231 с. – (Серія «Сільськогосподарська техніка ХХІ: моніторинг, випробування, прогнозування»).

7. Машина і обладнання для зрошення : монографія / [Колектив авторів]; за ред. В. І. Кравчука; Міністерство аграрної політики та продовольства України; УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2020. – 279 с. – (Серія «Сільськогосподарська техніка ХХІ: моніторинг, випробування, прогнозування»).

8. Машина для збирання зернових колосових культур: монографія / [Колектив авторів]; за ред. В. І. Кравчука; Міністерство аграрної політики та продовольства України; УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2020. – 224 с. – (Серія «Сільськогосподарська техніка ХХІ: моніторинг, випробування, прогнозування»).

9. Сисолін П. В., Петренко М.М., Свірень М.О. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Машина та обладнання для переробки зерна та насіння. Книга 3. К.: Фенікс. 2007. 364 с.

10. Сисолін П.В., Рибак Т.І., Сало В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування, Книга 2. Машина для рільництва / за ред. Черновола М.І. – К. Урожай, 2002. 359 с.

11. Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Булгаков В.М. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підручник; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.

Інформаційні ресурси

1. Офіційний сайт ТОВ «Агромаш-Калина». [Електронний ресурс]: офіційний сайт. – URL: <https://agrokalina.com/>

2. Офіційний сайт ТОВ «КРАСНЯНСЬКЕ СП «АГРОМАШ». [Електронний ресурс]: офіційний сайт. – URL: <https://krasnagromash.vn.ua/kontakty>

3. Офіційний сайт ТДВ «Брацлав». [Електронний ресурс]: офіційний сайт. – URL: <https://bratslav.com/>

4. Офіційний сайт ПАТ «Гідросила» [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.hydrasila.com>

5. CLAAS. [Електронний ресурс]: офіційний сайт. – URL: <https://www.claas.ua>

6. John Deere. [Електронний ресурс]: офіційний сайт. – URL: <https://www.deere.ua>

7. Lemken [Електронний ресурс]: офіційний сайт. – URL: <http://lemken.com.ua>

8. Інструкція з експлуатації комбайнів Claas Lexion 510-560, [Електронний ресурс] – Режим доступу: http://5741.ltd.ua/download/ba_lexion_510-560.pdf.

9.

Додаток А

Таблиця А.1. Вихідні дані до виконання практичних робіт із проектування ґрунтообробного знаряддя

№ варіанту	Глибина оранки, см	Ширина захвату корпусу плуга, см	Кут нахилу лемеша до дна борозни, °	Кут нахилу лемеша зі стінкою борозни, °	Максимальний кут твірної зі стінкою борозни, °	Клас тяги трактора, кН	Опір ґрунту, кПа	Тип поверхні робочого органу	Деталювання	Тип машини	Зона застосування
1	25	35	28	40	47	30	60	Культурна	Рама	Навісна	Лісостеп
2	26	39	18	40	49	60	85	Напівгвинт.	Рама	Причіпна	Степ
3	27	35	30	42	48	60	90	Культурна	Диск. ніж	Напівпри.	Степ
4	28	36	20	38	48	30	50	Напівгвинт.	Опорне колесо	Навісна	Лісостеп
5	29	41	22	36	50	50	70	Напівгвинт.	Рама	Напівпри.	Степ
6	30	45	32	45	50	50	65	Культурна	Польов. колесо	Причіпна	Лісостеп
7	24	38	24	36	51	14	25	Напівгвинт.	Рама	Навісна	Полісся
8	26	44	35	45	52	20	25	Культурна	Опорне колесо	Навісна	Полісся
9	28	45	28	43	47	50	50	Культурна	Рама	Напівпри.	Лісостеп
10	25	45	25	42	52	30	65	Напівгвинт.	Рама	Навісна	Лісостеп
11	27	46	32	41	48	50	75	Культурна	Диск. ніж	Напівпри.	Степ
12	29	41	30	41	47	50	60	Культурна	Польов. колесо	Причіпна	Лісостеп
13	30	38	25	40	52	50	75	Напівгвинт.	Рама	Напівпри.	Степ
14	28	39	35	43	47	30	50	Культурна	Опорне колесо	Навісна	Лісостеп
15	27	41	18	38	48	30	60	Напівгвинт.	Рама	Навісна	Лісостеп
16	26	32	35	44	51	30	50	Культурна	Рама	Навісна	Лісостеп
17	25	40	30	45	52	20	40	Культурна	Диск. ніж	Навісна	Лісостеп
18	24	41	24	38	50	30	50	Напівгвинт.	Рама	Навісна	Лісостеп
19	30	39	20	40	54	20	35	Напівгвинт.	Рама	Навісна	Полісся
20	27	35	28	45	50	50	75	Культурна	Рама	Напівпри.	Степ
21	30	42	22	36	48	14	20	Напівгвинт.	Польов. колесо	Навісна	Полісся
22	28	44	24	42	53	14	25	Напівгвинт.	Диск. ніж	Навісна	Полісся
23	26	44	29	40	45	14	30	Культурна	Рама	Навісна	Полісся
24	24	38	28	42	49	14	35	Культурна	Опорне колесо	Навісна	Полісся
25	25	45	32	41	46	30	40	Культурна	Рама	Напівпри.	Лісостеп
26	29	38	35	43	50	30	45	Культурна	Рама	Навісна	Лісостеп
27	27	41	20	38	52	30	40	Напівгвинт.	Заднє колесо	Напівпри.	Лісостеп
28	25	45	30	44	49	30	50	Культурна	Диск. ніж	Напівпри.	Лісостеп
29	26	39	18	42	50	20	35	Напівгвинт.	Рама	Навісна	Полісся

