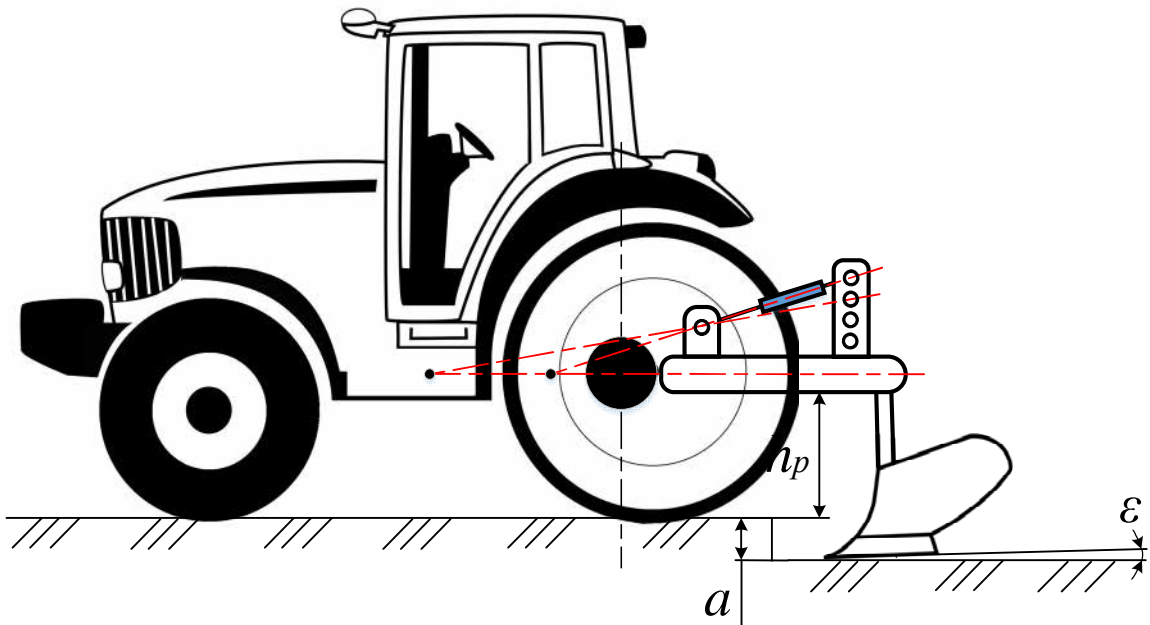




Д.Г. Войтюк, В.М. Мартишко, Ю.О. Гуменюк,
М.С. Волянський, І.М. Сівак, В.П. Курка

ПРАКТИКУМ З ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК



Київ 2024

УДК 631.3(075.8)
П69

Рекомендовано Вченою радою Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № 4 від 23 жовтня 2024 р.)

Авторський колектив:

**Д.Г. Войтюк, В.М. Мартишко, Ю.О. Гуменюк,
М.С. Волянський, І.М. Сівак, В.П. Курка**

Рецензенти:

В.М. Барановський – д-р техн. наук, професор кафедри інжинірингу машинобудівних технологій Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя

В.Г. Мироненко – д-р техн. наук, професор, завідувач відділу агронавігації та автоматизації мобільних процесів Інституту механіки і автоматики агропромислового виробництва НААН України;

В.С. Хмельовський – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві Національного університету біоресурсів і природокористування України;

П69 Практикум з теорії та розрахунку сільськогосподарських машин.
Навчальний посібник / Д.Г. Войтюк., В.М. Мартишко, Ю.О. Гуменюк.,
М.С. Волянський, І.М. Сівак., В.П. Курка. Київ: НУБіП України, 2024.
203 с.

ISBN 978-617-8269-10-4

Наведено розрахунково-графічні і лабораторні роботи, задачі та тестові завдання з розрахунку параметрів і режимів роботи сільськогосподарських машин.

Навчальний посібник для підготовки фахівців ОС «бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія» галузі знань 20 «Аграрні науки та продовольство» у вищих навчальних закладах III-IV рівнів акредитації Міністерства аграрної політики та продовольства України, відповідає навчальній програмі дисципліни «Сільськогосподарські машини» і буде корисний аспірантам та викладачам закладів вищої освіти.

ISBN 978-617-8269-10-4

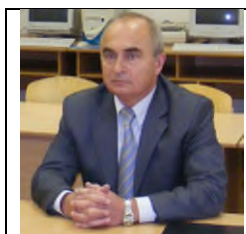
© Д.Г. Войтюк, В.М. Мартишко, Гуменюк Ю.О.,
М.С. Волянський, І.М. Сівак, В.П. Курка, 2024
© НУБіП України, 2024

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ



Войтюк Дмитро Григорович, кандидат технічних наук, професор, член-кор. УААН, заслужений працівник народної освіти УРСР, відмінник освіти України, професор кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім. академіка П.М. Василенка.

Викладає дисципліну «Сільськогосподарські машини». Автор понад 700 наукових праць: 30 підручників та навчальних посібників, 80 авторських свідоцтв та патентів на винаходи, 9 монографій.



Мартишко Віктор Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім. академіка П.М. Василенка.

Викладає дисципліни: «Сільськогосподарські машини», «Сільськогосподарські машини та знаряддя». Автор понад 160 наукових праць: 4 підручників, 6 навчальних посібників, 2 науково-практичних рекомендації, 7 патентів, 28 методичних вказівок.



Гуменюк Юрій Олегович, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім. академіка П.М. Василенка.

Викладає дисципліни: «Сільськогосподарські машини», «Сільськогосподарські машини та машиновикористання у рослинництві». Автор понад 100 наукових праць: 1 підручника, 3 навчальних посібників, 6 монографій, 5 патентів, 25 методичних вказівок.



Волянський Михайло Станіславович, доцент кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім. академіка П.М. Василенка, відмінник аграрної освіти та науки, нагороджений Почесною грамотою Кабінету Міністрів України, заслужений науково-педагогічний працівник НУБіП України.

Викладає дисципліни: «Сільськогосподарські машини», «Гідропривод сільськогосподарської техніки». Автор понад 170 праць: 5 підручників, 9 навчальних посібників, 4 типових програм з навчальних дисциплін, 2 рекомендацій, 9 авторських свідоцтв і патентів.



Сівак Ігор Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім. академіка П.М. Василенка.

Викладає дисципліни: «Сільськогосподарські машини», «Система «Машина-поле»». Автор понад 100 наукових праць: 1 підручника, 2 навчальних посібників, 10 монографій, 4 патентів, 46 методичних вказівок.



Курка Віталій Петрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім. академіка П.М. Василенка.

Викладає дисципліни: «Основи конструювання машин», «Патентознавство та авторське право». Автор понад 50 наукових праць: 6 монографій, 18 патентів України на винаходи та корисні моделі, 5 методичних вказівок.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	5
РОЗДІЛ 1. РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНІ РОБОТИ	7
1.1. Обґрунтування схеми розміщення робочих органів на рамі плуга	7
1.2. Дослідження умови стійкого ходу начіпного плуга	13
1.3. Розміщення робочих органів дискового луцильника	20
1.4. Розміщення розпушувальних лап на рамі культиватора	25
1.5. Дослідження розміщення полольних лап просапного культиватора на якість роботи	28
1.6. Дослідження розміщення зубів борони на якість обробітку ґрунту	31
1.7. Дослідження основні показники робочого процесу ґрунтообробної фрези	35
1.8. Технологічний розрахунок розсіновальних дисків відцентрового типу	40
1.9. Силовий аналіз механізму підймання сошників сівалки типу СЗ–3,6	46
1.10. Аналіз роботи мотовила	51
1.11. Аналіз роботи різального апарата сегментно-пальцевого типу	55
1.12. Аналіз роботи ротаційного різального апарата з вертикальною віссю обертання	61
1.13. Аналіз роботи пальцевого механізму з жорсткими пальцями, що ховаються	66
1.14. Побудова розгортки зубового молотильного барабана	70
1.15. Технологічний розрахунок двовального клавійного соломотряса	74
1.16. Технологічний розрахунок вітрорешітної очистки комбайна	78
1.17. Технологічний розрахунок циліндричного трієра	85
1.18. Аналіз технологічного процесу брального апарата льонобралки	90
1.19. Вибір і обґрунтування параметрів роликової сортувальної поверхні	94
РОЗДІЛ 2. ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ	100
2.1. Визначення фізико-механічних властивостей ґрунту	100
2.2. Дослідження процесу заглиблення начіпного плуга	106
2.3. Визначення якісних показників роботи катушкових висівних апаратів	111
2.4. Дослідження впливу величини розрідження повітряного потоку на якісні показники роботи вакуумного пневмомеханічного висівного апарата	116
2.5. Дослідження витрати робочої рідини розпилувальними наконечниками від їх типу і тиску в напірній магістралі обприскувача	121
2.6. Дослідження впливу кута загострення і кута нахилу ножа на зусилля перерізання матеріалу	130
2.7. Визначення фізико-механічних властивостей зернового матеріалу	136
2.8. Дослідження розділення зернової суміші на решеті, що коливається	143
2.9. Визначення оптимальної швидкості повітряного потоку в каналі пневмоколонки	148

2.10. Дослідження механізму копіювання різального апарата гичкозбиральної машини	152
РОЗДІЛ 3. ЗАДАЧІ З РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ МАШИН	157
3.1. Ґрунтообробні машини	157
3.2. Машин для сівби та садіння	163
3.3. Машини для внесення добрив	164
3.4. Машини для хімічного захисту рослин	165
3.5. Збиральні машини	166
3.6. Машини для післязбирального обробітку врожаю	167
3.7. Приклади розв'язання типових задач	167
РОЗДІЛ 4. ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ	169
ДОДАТКИ	180
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	200

ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник «Практикум з теорії та розрахунку сільськогосподарських машин» направлений на формування знань з теорії робочих процесів і технологічної наладки с.г. машин та їх вискоефективного використання, проведення досліджень, спрямованих на вдосконалення існуючих і створення нових машин. Практикум допоможе набути навичок виконання завдань фахового спрямування.

Навчальний посібник «Практикум з теорії та розрахунку сільськогосподарських машин» розрахований на студентів як бакалаврів, так і магістрів спеціальності «Агроінженерія». Виконання завдань допоможе студентам застосовувати знання отримані на лекціях і з літературних джерел для вирішення практичних задач з використання та удосконалення сільськогосподарських машин.

При вивченні дисципліни «Сільськогосподарські машини» практикум допоможе студентам набути рівень знань з теорії сільськогосподарських машин, який надасть їм можливість подальшого самостійного поглиблення і розширення під час майбутньої виробничої або наукової діяльності.

З метою більш глибокого засвоєння основ теорії, розрахунку і дослідження робочих процесів сільськогосподарських машин, у практикумі наведені: у першому розділі – розрахунково-графічні роботи; у другому розділі – лабораторні роботи; у третьому розділі – задачі; у четвертому розділі – тестові завдання з розрахункового курсу дисципліни «Сільськогосподарські машини», які передбачають закріплення теоретичних знань та отримання практичних навичок.

Успішне виконання цих робіт можливе за умови, коли студент звертається до теоретичних передумов, наведених до кожної роботи. Це, в певній мірі, доповнює підручник з основ теорії і розрахунку робочих процесів сільськогосподарських машин.

Методичні поради спрямовані на поліпшення організації та підвищення ефективності роботи студентів в процесі аудиторних занять та під час самостійного вивчення дисципліни.

Виконання розрахунково-графічної або лабораторної роботи слід розпочинати із ознайомлення з її метою і уважним вивченням теоретичних передумов, засвоєння яких необхідне для обґрунтованого підходу до вибору параметрів і режимів роботи робочих органів, залежно від конкретних умов роботи.

Розрахунково-графічна робота виконується на окремому аркуші формату А3 (або А4), де мають бути наведені:

- вихідні дані, згідно заданого варіанту;
- формули для розрахунку і результати розрахунків;
- відповідна схема, виконана в певному масштабі;
- кутовий штамп встановленого зразка.

Оформлену розрахунково-графічну роботу студент надає викладачу для перевірки і затвердження.

Лабораторну роботу експериментального характеру також слід розпочинати із ознайомлення з її метою і короткими теоретичними відомостями.

Готовність студента до роботи перевіряє викладач на початку заняття, а за виконану роботу студент отримує відповідну кількість балів, у відповідності до кредитно-модульної системи організації навчального процесу.

Звіти з лабораторних експериментальних робіт виконуються в зошиті, згідно запитань, які передбачені у кожній роботі.

При цьому, не слід зображати схеми у вигляді копій. Таблиці і графіки повинні бути виконані чітко і технічно грамотно. Після виконання лабораторної роботи студент надає звіт майстру виробничого навчання (лаборанту) для підпису. Остаточна робота затверджується викладачем у назначений термін після відповіді в усній формі на контрольні запитання, які наведені у розділі кожної лабораторної роботи.

РОЗДІЛ 1. РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНІ РОБОТИ

Робота № 1.1

ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ РОЗМІЩЕННЯ РОБОЧИХ ОРґАНІВ НА РАМІ ПЛУГА

Мета роботи

Розмістити робочі органи (корпуси, передплужники, дисковий ніж) на рамі плуга так, щоб забезпечити дотримання агротехнічних вимог і стійкість ходу плуга.

Теоретичні передумови

Під розміщенням робочих органів плуга розуміють вибір взаємного положення його корпусів, передплужників і дискового ножа на рамі.

Правильне розміщення робочих органів плуга є важливою передумовою його стійкого ходу і якісного виконання оранки (повне підрізання і обертання скиби, загортання рослинних решток і добрив, відсутність огріхів, високих гребенів, прямолінійність борозен).

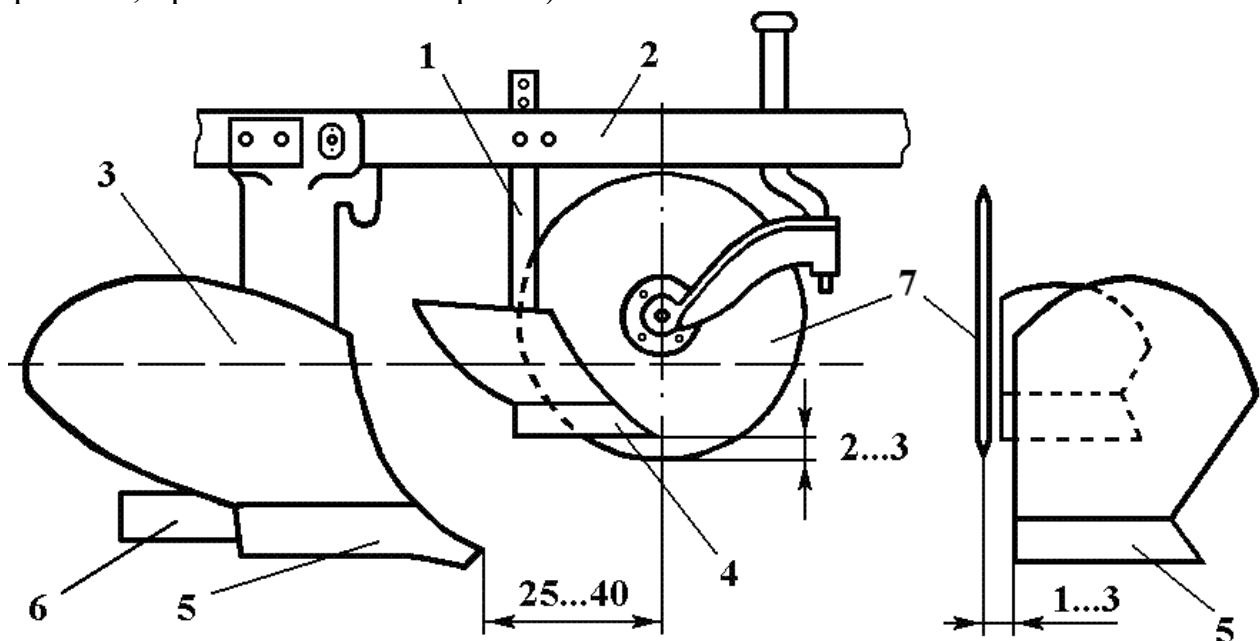


Рис. 1.1.1 Установлення передплужника, дискового ножа відносно корпусу плуга:

1 – стовба передплужника; 2 – рама; 3 – полиця; 4 – передплужник; 5 – леміш; 6 – польова дошка; 7 – дисковий ніж

Розміщення корпусів на рамі плуга в повздовжньому напрямку виконують, виходячи з того, що вектор сили опору ґрунту різанню R прикладений до леза лемеша в точці, яка знаходиться на відстані $b/2$ (b - ширина захвату корпусу) від носка лемеша і направлений під кутом тертя φ до площини, перпендикулярної лезу (рис. 1.1.2).

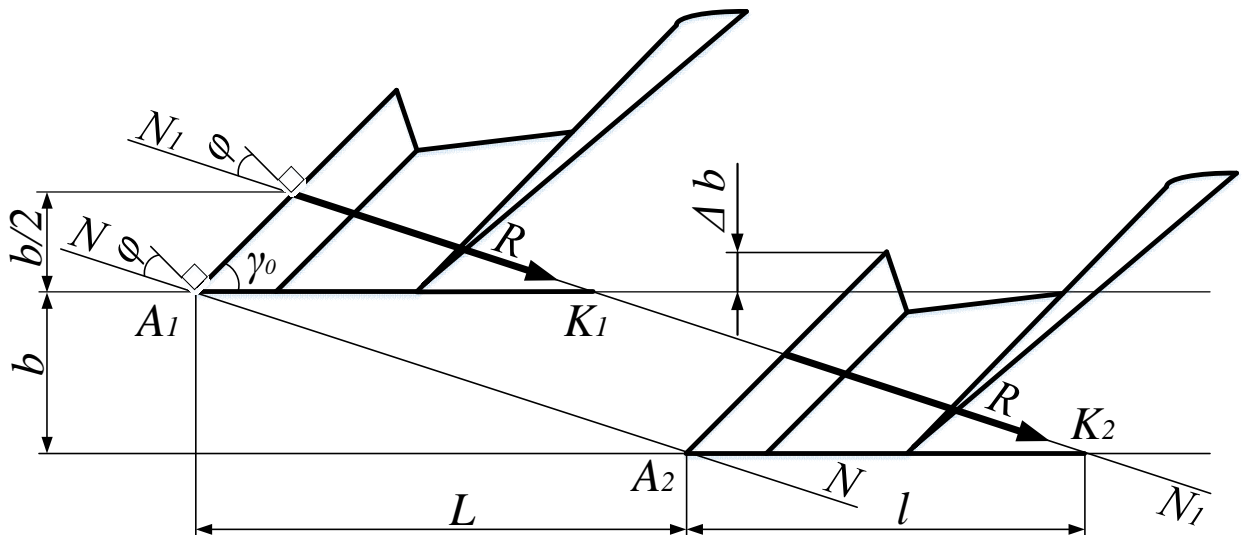


Рис. 1.1.2. Схема для визначення відстані між корпусами і довжини польової дошки

Корпуси розміщують так, щоб носки їх лемешів знаходились в точках перетину прямої $N-N$, проведеної через носок лемеша першого корпусу (точка A_1) паралельно напрямку вектора сили R і носок наступного лемеша (точка A_2).

При такому розміщенні корпусів прикладені до лез лемешів сили R діють вздовж однієї прямої N_1-N_1 , що створює умови для зрівноваження діючих на плуг сили тяги трактора і реакції ґрунту і забезпечення в результаті цього стійкого ходу плуга.

Відстань між носками лемешів корпусів в поздовжньому напрямку (див. рис. 1.1.2) аналітично визначаємо як:

$$L = b \operatorname{tg}(\gamma_0 + \varphi), \quad (1.1.1)$$

де γ_0 – кут встановлення леза лемеша до стінки борозни.

Щоб забезпечити повноту підрізання скиби у випадку відхилення плуга від прямолінійного напрямку руху, корпуси плуга в поперечному напрямку розміщують з перекриттям Δ_b до 2,5..3,0 см (рис. 1.1.2).

Польові дошки корпусів сприймають бокові навантаження (реакції ґрунту) і забезпечують стійкий рух плуга в горизонтальній площині. Довжину польової дошки визначають з умови, що пряма, яка є продовженням вектора R , проходить через кінець польової дошки (рис. 1.1.2 точки K_1, K_2).

Довжину польової дошки аналітично визначають як:

$$l = \frac{b \cos \varphi}{2 \sin \gamma_0 \cos (\gamma_0 + \varphi)} \quad (1.1.2)$$

Польова дошка заднього корпусу сприймає найбільше бокове зусилля. Тому її довжина приймається більшою від довжини польових дошок попередніх

корпусів і визначається з умови, що точка прикладання сили R знаходиться на відстані $2/3b$ від носка лемеша (рис. 1.1.3).

Ширина польової дошки для плугів загального призначення приймається $S = (0,12 \dots 0,4)l$ і не повинна перевищувати $2/3$ глибини оранки. Польова дошка встановлюється паралельно дну борозни на відстані $\delta = 2,0 \dots 2,5$ см від нього.

Передплужник вирізає і скидає на дно суміжної борозни частину верхнього шару скиби. Він розміщується так, щоб відстань від носка його лемеша до носка лемеша корпуса $t = 25 \dots 30$ см забезпечувала роздільний рух скиб з робочих поверхонь корпуса і передплужника і виключала можливість забивання. Для повного підрізання верхньої частини скиби передплужник має винос в бік поля $\Delta_1 = 0,5 \dots 1,0$ см відносно польового обрізу корпуса. Ширина захвату передплужника $b_1 = 2/3b$, глибина ходу $a_1 = 10 \dots 12$ см.

Дисковий ніж розрізає скибу у вертикальній площині. Він розміщується біля останнього передплужника так, щоб його центр обертання знаходився над носком передплужника або мав винос відносно носка вперед по ходу плуга до 4 см.

Дисковий ніж виноситься в бік поля відносно польового обрізу передплужника на відстань $\Delta_2 = 1,0 \dots 1,5$ см і встановлюється на глибину ходу, більшу від глибини ходу передплужника на величину $\Delta_3 = 2,0 \dots 3,0$ см.

Діаметр дискового ножа:

$$D = 2(a_1 + \Delta_3 + \Delta_4) + d_m, \quad (1.1.3)$$

де d_m – діаметр маточини дискового ножа; $d_m = 10$ см;

Δ_4 – відстань між фланцем маточини і поверхнею ґрунту,

$\Delta_4 = 1,0 \dots 2,0$ см.

Відстань від нижньої частини рами до опорної поверхні корпуса H_p залежить від розмірів скиби і висоти стерні. Величина H_p вибирається з умови вільного проходження скиби ґрунту і визначається як:

$$H_p = \sqrt{b^2 + (a + c_{ст})^2}, \quad (1.1.4)$$

де $c_{ст}$ – висота стерні, $c_{ст} = 20$ см.

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні (Додаток 1, таблиця 1.1.) відповідно до заданого варіанту.

2. Згідно з вихідними даними обчислити:

– довжину польових дошок за формулою (1.1.2);

– ширину польових дошок за формулою $S = (0,12 \dots 0,4)l$;

– діаметр дискового ножа D за формулою (1.1.3);

– відстань від нижньої частини рами до опорної поверхні корпусу H_p за формулою (1.1.4).

3. Побудувати у вибраному масштабі (наприклад 1:10) схему розміщення робочих органів на рамі плуга (рис. 1.1.3) в такій послідовності:

3.1 В горизонтальній проекції (рис. 1.1.3 а):

– провести $n + 1$ паралельних ліній на відстані b одна від одної (n - кількість корпусів; для всіх варіантів $n = 3$);

– провести через точку A_1 (носок лемеша першого корпусу) на другій зверху лінії пряму під кутом γ_0 до перетину з верхньою лінією і подовжити її на величину Δ_b . Кінець відрізка позначити точкою C (A_1C - проекція леза лемеша першого корпусу);

– провести з точки A_1 під кутом $90^\circ + \varphi$ до леза лемеша пряму, і на її перетині з паралельними лініями знайти точки A_2 і A_3 , які визначають положення носків лемешів другого і третього корпусів;

– провести з точок A_2 і A_3 під кутом γ_0 проекції лез лемешів відповідних корпусів;

– довжину польових дошок знаходимо користуючись методикою наведеною на рис. 1.1.2. В результаті знайдемо (рис. 1.1.3.) величини: довжини польової дошки першого корпусу – A_1K_1 ; другого – A_2K_2 ; третього – A_3K_3 ;

– попереду корпусу на відстані $t = 25...30$ см під кутом γ_0 розмістити проекції лез лемешів передплужників, при цьому позначити винос носка передплужника Δ_1 в бік поля;

– напроти носка заднього передплужника розмістити проекцію дискового ножа.

3.2. У вертикальній проекції (рис. 1.1.3 б):

– провести горизонтальні лінії: дна борозни 1–1; поверхні поля 3–3 (на відстані a від 1–1); дна борозни передплужників 2–2 (нижче від 3–3 на відстані a_1); верхніх точок польових обрізів корпусу 4–4 (на відстані b від 1–1), верхніх точок польових обрізів передплужників 5–5 (на відстані b_1 від 2–2), нижньої частини рами 6–6 (на відстані H_p від 1–1);

– спроекувати точку A_1 , на лінію 1–1 і знайти точку A'_1 (положення носка лемеша корпусу), а точку C на лінію 4–4 і знайти точку C' , з'єднати точки A'_1 і C' плавними кривими.

– від точки C на лінії 4–4 відкласти горизонтальні відрізки довжиною 4 мм (без урахування масштабу) і з його кінця провести вертикальний відрізок до перетину з лінією 6–6 (приєднати корпуси до рами плуга);

– знайти кінці польових дошок (точки K'_1, K'_2, K'_3), відкласти їх ширину S на відстані $\delta = 2,0...2,6$ см від лінії 1–1 і приєднати їх до проекцій корпусів;

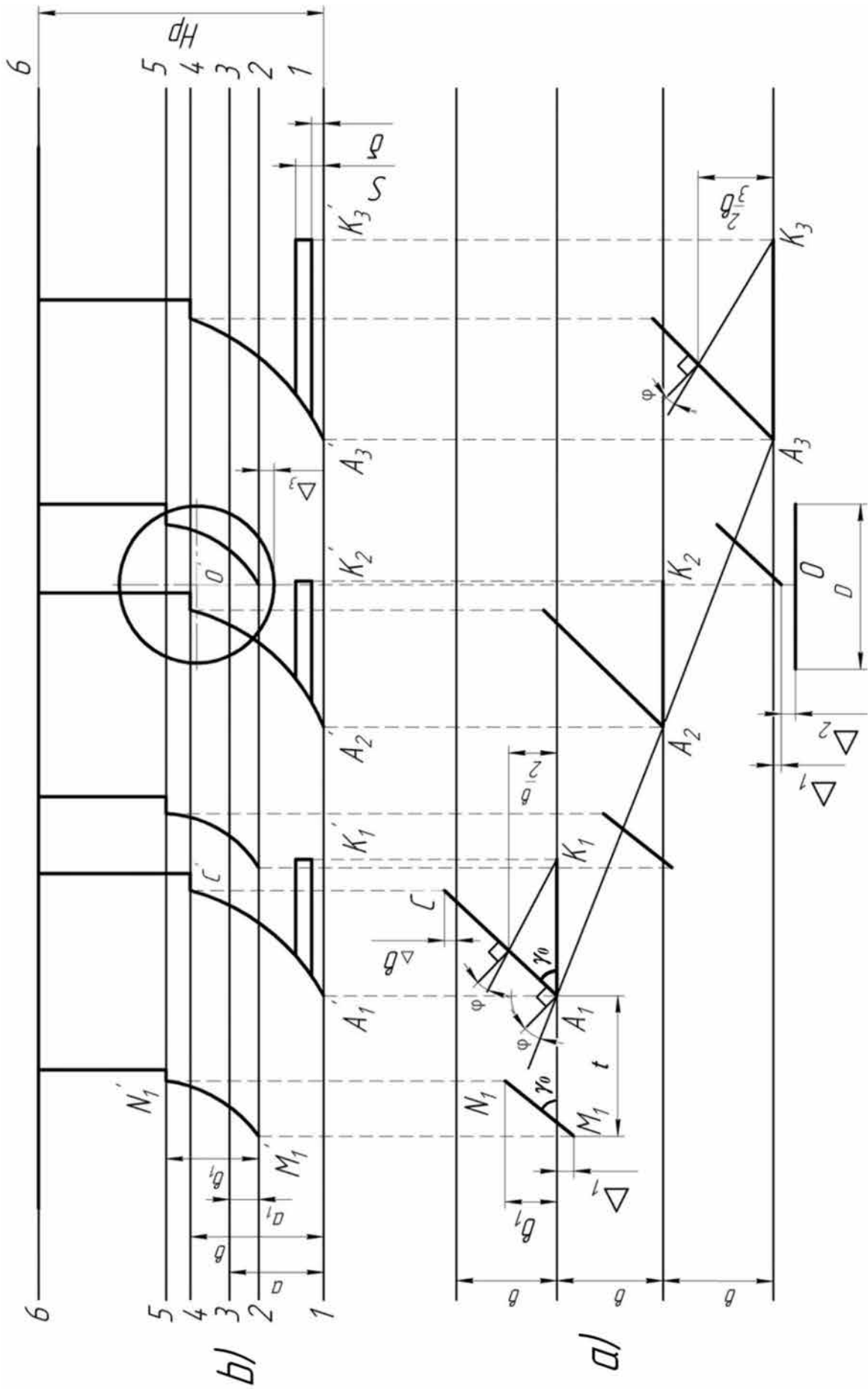


Рис.1.1.3. Схема розміщення робочих органів на рамі плуга:
a)-горизонтальна площина; *b)*-вертикальна площина.

- спроектувати на лінію 2–2 носки лемеша передпłużників (точка M_1), а на лінію 5–5 – протилежні їх кінці (точка N_1'), з'єднати точки на лініях 2–2 і 5–5 плавними кривими і приєднати передпłużники до рами;
- знайти половинна центра дискового ножа (точка O') і зобразити його проекцію у вигляді кола з діаметром D .

Контрольні запитання

1. В чому полягає значення правильного розміщення робочих органів плуга?
2. Яку функцію виконує польова дошка?
3. З яких умов визначається довжина польової дошки?
4. Чим обумовлена різниця в довжині польових дошок передніх і заднього корпусів?
5. З яких умов вибирається відстань між носками лемешів корпусів і передпłużників?
6. Яку функцію виконує дисковий ніж?
7. Яка умова стійкого ходу плуга?

Робота № 1.2

ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВИ СТІЙКОГО ХОДУ НАЧІПНОГО ПЛУГА

Мета роботи

Визначити величину і напрямок сили тяги, опорної реакції на колесі і польових дошках в подовжньо-вертикальній і горизонтальній площинах, які задовольняють умовам стійкого ходу плуга.

Теоретичні передумови

Стійкий хід тракторного плуга на заданій глибині обробітку ґрунту і при відомій ширині захвату буде забезпечений при умові рівноваги сил, що діють на плуг у вертикальній і горизонтальній площинах.

Під час роботи на плуг діють різноманітні за величиною та напрямком сили. Динаміка процесу оранки досить складна. Тому в першому наближенні обмежуються розглядом статичних умов рівноваги ґрунтообробних машин, тобто умов їх рівномірного прямолінійного руху на заданій глибині обробітку. При цьому усі діючі на плуг сили, в тому числі і розподілені сили опору ґрунту робочим органам, вважають зосередженими і прикладеними в певних точках.

Умови рівноваги можуть бути визначені як аналітично, так і графічно. Умови рівноваги ґрунтообробних машин в аналітичній формі в загальному вигляді являють собою шість рівнянь діючих сил і моментів. Для рівноваги машини необхідно і достатньо, щоб сума проекцій діючих сил на кожен з трьох координатних осей і сума моментів цих сил відносно кожної з них дорівнювала нулю, тобто:

$$\begin{cases} \sum X = 0, & \sum Y = 0, & \sum Z = 0, \\ \sum M_X(F) = 0, & \sum M_Y(F) = 0, & \sum M_Z(F) = 0. \end{cases}$$

Складання і розв'язання рівнянь рівноваги не викликає особливих ускладнень. Проте цей процес досить трудомісткий, а самі рівняння виходять досить громіздкими, до них, окрім діючих сил, входять відстані (плечі) та тригонометричні функції кутів. Тому частіше користуються графічним методом.

При графічному методі в певному масштабі будують схему орного агрегату в одній, двох, а інколи і трьох координатних площинах. На схему наносять вектори відомих сил, а також точки прикладання і напрямок дії сил, які треба визначити. Після цього будують багатокутники сил (по одному на кожен координатну площину), що зводиться до геометричного складання векторів сил. Складати сили можна в будь-якій послідовності, проте останніми повинні бути дві сили – опорна реакція і рівнодійна сил опору, значення яких невідоме, але відомий напрямок їх дії. При цьому багатокутник сил повинен бути замкненим, а рівнодійна усіх сил повинна проходити через миттєвий центр обертання машини, якщо вона начіпна, або через точку причепа, якщо причіпна. Перша

умова – ознака того, що сума проєкцій сил дорівнює нулю, а друга – сума моментів сил дорівнює нулю.

Розглядаючи умови рівноваги начіпного плуга, слід враховувати особливості руху трактора. Коли гусеничний трактор своїми обома гусеницями або колісний потужний трактор всіма колесами переміщується по поверхні незораного поля, для вирішення задачі рівноваги плуга досить її розглянути в поздовжньо-вертикальній і горизонтальній площинах. При агрегуванні начіпного плуга з тракторами, праві колеса яких рухаються по дну борозни, умови рівноваги розглядають, як правило, в трьох площинах, тобто до поздовжньо-вертикальної і горизонтальної додається поперечно-вертикальна.

Начіпний плуг, приєднаний до трактора з допомогою триточкового механізму начіпки, має два ступені вільності:

перший – поворот відносно горизонтальної осі обертання в поздовжньо-вертикальній площині;

другий – поворот відносно вертикальної осі в горизонтальній площині.

Отже, умови рівноваги начіпного плуга доцільно розглядати в двох площинах: поздовжньо-вертикальній і горизонтальній.

Побудуємо у масштабі проєкції схеми трикорпусного плуга у цих двох площинах.

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 2, таблиця 1.2), згідно заданого варіанту.
2. Побудувати у вибраному масштабі (наприклад 1:10) проєкції схем трикорпусного плуга в поздовжньо-вертикальній і горизонтальній площинах (рис. 1.2.1).

Побудову схеми плуга краще розпочати з лінії, яка визначає положення рами плуга. На схемах слід строго дотримуватись вказаних основних розмірів і розміщення: начіпки, рами, корпусів, опорного колеса тощо. Форму польового і борозенного обрізу корпусу, а також ширину польової дошки можна нанести орієнтовно.

В поздовжньо-вертикальній площині на плуг діють такі сили:

- сила тяжіння плуга Q ;
- реакція ґрунту на робочі поверхні корпусів $\sum R_{XZ}$;
- сума сил тертя польових дощок по стінках борозни $\sum R_{\sigma x}$;
- опорна реакція ґрунту на опорне колесо R_k (визначається графічно);
- загальний опір переміщенню плуга у ґрунті F_{XZ} , або рівнодійна всіх сил опору плуга $R_{пл}$ (визначається графічно).

Аналітично визначити:

– ***тяговий опір одного корпусу:***

$$R_x = K a b, \quad (1.2.1)$$

де K – питомий опір ґрунту, кПа;

a – глибина обробітку ґрунту, м;

b – ширина захвату корпусу плуга, м (для всіх варіантів $b = 0,4$ м);
– **вертикальну складову тягового опору одного корпусу:**

$$R_Z = R_X \operatorname{tg}\psi, \quad (1.2.2)$$

де ψ – кут між рівнодійною і горизонталлю в поздовжньо-вертикальній площині;

– **модуль сили R_{XZ} за формулою:**

$$R_{XZ} = \sqrt{R_X^2 + R_Z^2}; \quad (1.2.3)$$

– **рівнодійну реакцій сил ґрунту на робочі поверхні корпусів:**

$$\sum R_{XZ} = n R_{XZ}, \quad (1.2.4)$$

де n – кількість корпусів (для всіх варіантів $n = 3$);

– **рівнодійну сил тертя польових дощок по стінках борозни:**

$$\sum R_{\sigma X} = n R_Y \cdot \operatorname{tg}\varphi \quad (1.2.5)$$

де φ – кут тертя ґрунту по сталі, град;

R_Y – бокова сила на польових дошках:

– **бокову силу на польових дошках:**

$$R_Y = R_X \cdot \operatorname{ctg}(\gamma + \varphi) \quad (1.2.6)$$

де γ – кут між стінкою борозни і лезом лемеша (для всіх варіантів $\gamma = 42^\circ$).

Вважати, що рівнодійна сила тертя $R_{\sigma X}$ прикладена до середини польової дошки середнього корпусу.

Силу тяжіння плуга для всіх варіантів приймають $Q = 9$ кН (прикладають до центра ваги плуга);

Зазначені вектори сил нанести на проекцію схеми плуга в поздовжньо-вертикальній площині:

– вектор сили тяжіння Q прикласти в центрі ваги плуга згідно схеми;

– напрямок реакції опорного колеса R_k прикласти через вісь колеса під кутом δ до вертикалі;

– вектор рівнодійної $\sum R_{XZ}$ прикласти до середнього корпусу на відстані $0,5a$ від дна борозни під заданим кутом ψ до горизонталі;

– вектор рівнодійної $\sum R_{\sigma x}$ прикласти горизонтально до центра польової дошки середнього корпусу.

Окремо, від схеми плуга, побудувати в масштабі багатокутник векторів сил в такій послідовності:

– з довільної точки K провести вектор сили тяжіння Q ;

– з його кінця провести вектор сили $\sum R_{XZ}$;

– точку K з'єднати з кінцем вектора $\sum R_{XZ}$, одержавши при цьому значення і напрямок вектора рівнодійної цих сил R_1 ;

– визначити на схемі точку I яка знаходиться на перетині ліній дії векторів сил Q і $\sum R_{XZ}$;

– на схемі плуга через точку I провести пряму, паралельну силі R_1 , до перетину її з напрямком сили $\sum R_{\sigma x}$ в точці 2;

– на схемі плуга через точку 2 провести лінію, паралельну силі R_2 до перетину її з лінією дії сили R_k в точці 3. Точка 3 – це точка, де прикладена рівнодійна F_{XZ} всіх сил опору плуга: Q , $\sum R_{XZ}$, $\sum R_{\sigma x}$ і R_k . Вона зрівноважується силою тяги $R_{пл}$, яка проходить через точку 3 і миттєвий центр обертання плуга π_1 . З'єднавши точки 3 і π_1 прямою, визначити лінію дії сил $R_{пл}$ і F_{XZ} ;

– значення сил $R_{пл}$ і F_{XZ} визначити із багатокутника сил. Для цього з кінця вектора R_2 провести пряму, паралельну лінії R_k , а з точки K провести пряму, паралельну лінії π_1-3 . Точка їх перетину дасть відрізки, які в прийнятому масштабі визначають сили R_k , F_{XZ} і $R_{пл}$.

При необхідності можна знайти зусилля в ланках начіпного механізму трактора (S і $S_1 + S_2$), розклавши силу F_{XZ} в напрямку верхньої і нижніх тяг.

В горизонтальній площині на плуг діють такі сили:

– реакція ґрунту на робочі поверхні корпусів $\sum R_{XY}$;

– реакція ґрунту на опорне колесо (опір на перекочування) R_{kX} ;

– реакція стінок борозни на польові дошки $\sum R_{\sigma}$;

– сила тяги F_{XY} , або рівнодійна всіх сил опору плуга $R_{пл}$ (визначається графічно).

Аналітично визначити:

– реакцію ґрунту на робочі поверхні корпусів:

$$\sum R_{XY} = n \sqrt{R_X^2 + R_Y^2} \quad (1.2.7)$$

– суму реакцій стінок борозен на польові дошки:

$$\sum R_{\sigma} = n R_{\sigma} = \frac{n R_Y}{\cos \varphi} \sqrt{R_X^2 + R_Y^2} \quad (1.2.8)$$

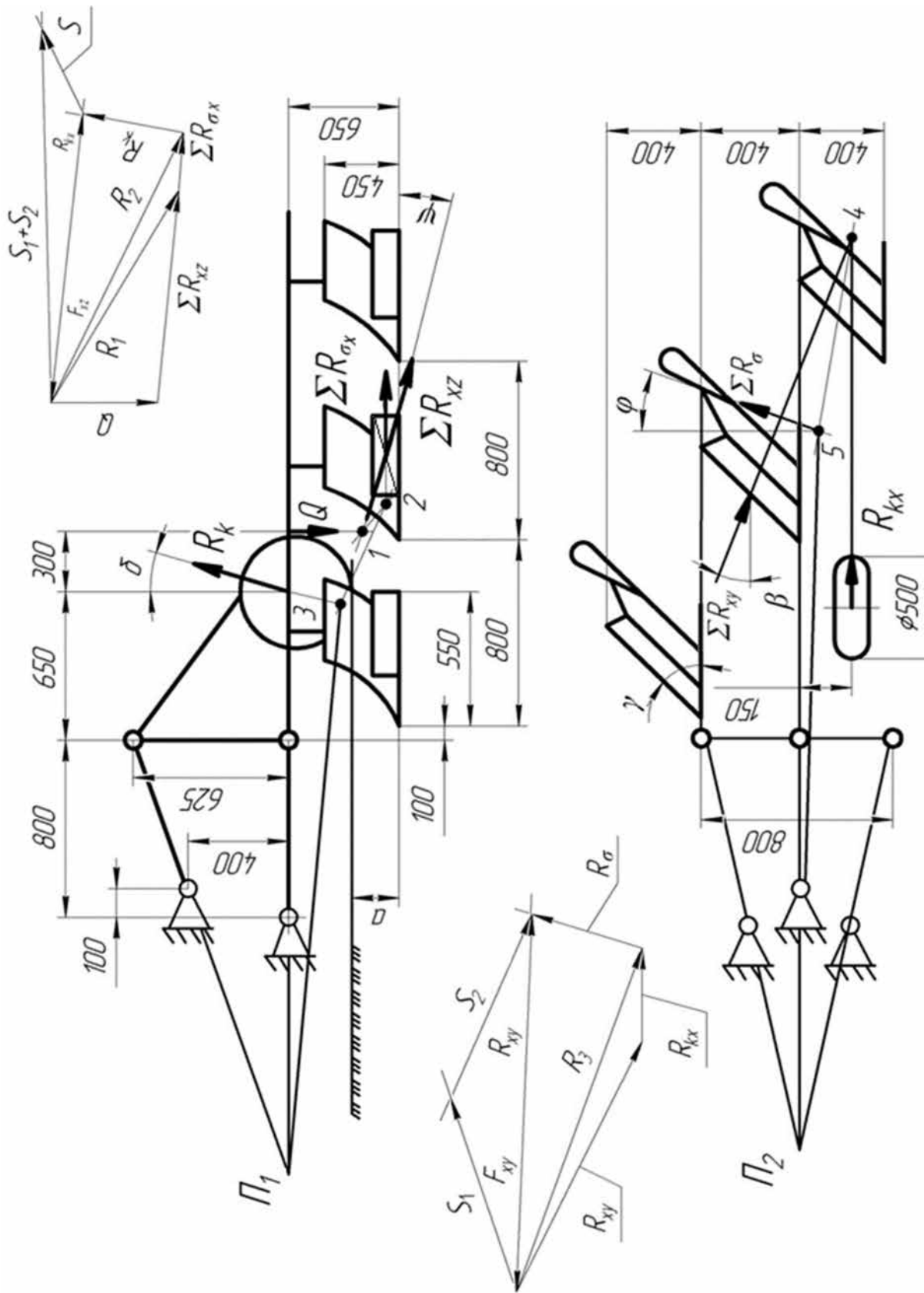


Рис. 1.2.1.1. Схема до визначення умов рівноваги начіпного плуга

– реакцію ґрунту на опорне колесо R_{kX} , яка являє собою проекцію сили R_k на площину:

$$R_{kX} = R_k \sin \delta \quad (1.2.9)$$

де δ – кут спрямування реакції ґрунту на опорне колесо R_k , який можна визначити за коефіцієнтом перекочування μ із співвідношення $\mu = \operatorname{tg} \delta$. Коефіцієнт μ наближено дорівнює: для твердих ґрунтів – $\mu = 0,1$; для рихлих ґрунтів – $\mu = 0,2$, що відповідає кутам $\delta - 9^\circ$ і 12° (для 1 – 15 варіантів, $\delta = 9^\circ$, для 16 – 30 варіантів, $\delta = 12^\circ$).

Зазначені вектори сил нанести на проекцію схеми плуга в горизонтальній площині:

– суму сил до робочих поверхонь корпусів $\sum R_{XY}$ прикладають в центрі довжини лемеша середнього корпуса під кутом β до напрямку руху:

$$\beta = 90^\circ - \varphi - \gamma;$$

– сила R_{kX} являє собою проекцію сили R_k на горизонтальну площину, тобто:

$$R_{kX} = R_k \sin \delta;$$

– сума сил $\sum R_\sigma$ прикладена до кінця польової дошки середнього корпуса під кутом тертя φ до нормалі.

Побудувати багатокутник сил, які діють в горизонтальній площині в такій послідовності:

– з початкової точки K_1 відкласти силу $\sum R_{XY}$ додати до неї R_{kX} і визначити рівнодійну R_3 ;

– на схемі плуга визначити точку 4 на перетині сил $\sum R_{XY}$ та R_{kX} ;

– на схемі плуга, з точки 4 провести пряму, паралельну рівнодійній R_3 , до перетину з лінією дії сили $\sum R_\sigma$ і отримати точку 5;

– ланки начіпки подовжити до перетину і отримати умовний миттєвий центр обертання плуга π_2 ;

– в багатокутнику діючих сил з кінця сили R_3 проводимо пряму паралельну сумі сил $\sum R_\sigma$ взяту із схеми плуга;

– на схемі, точку 5 з'єднуємо з π_2 і визначаємо лінію дії сили тяги $R_{пл}$ та силу опору F_{XY} ;

Щоб визначити зусилля S , S_1 і S_1 в ланках начіпного механізму, треба силу F_{XY} розкласти за напрямками вздовж нижніх тяг.

Проекції сил $R_{пл}$ і F_{XY} , розташованих у двох багатокутниках, на вісь X повинні бути однаковими. В протилежному випадку слід здійснити корегування за рахунок сили $\sum R_{\sigma x}$, яка була визначена орієнтовно.

Розглянуті умови рівноваги відповідають агрегуванню з тракторами, які рухаються всіма колесами по поверхні поля (немає перекосу). У випадку перекосу (праві колеса переміщуються по дну борозни) умови рівноваги розглядаються з додатковою третьою, поперечно-вертикальною площиною.

Контрольні запитання

1. Сформулюйте умови статичної рівноваги плуга.
2. Яким повинен бути багатокутник сил, щоб сума проєкцій сил на відповідну вісь дорівнювала нулю?
3. Як має бути спрямована рівнодійна сил опору начіпного плуга, щоб сума моментів сил дорівнювала нулю?
4. Як знайти точку прикладання рівнодійної сил опору причіпного плуга?
5. В яких площинах слід розглянути умови рівноваги начіпного плуга, якщо обидві гусениці трактора, з яким агрегується плуг, рухаються по незораному полю?
6. В яких ланцюгах механізму начіпки і як розкладається рівнодійна сила опору?

Робота № 1.3

РОЗМІЩЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДИСКОВОГО ЛУЩИЛЬНИКА

Мета роботи

Визначити основні параметри дискових робочих органів і розставити диски на осі батареї так, щоб забезпечити допустиму висоту гребенів, задовільне кришення і обертання скиб ґрунту при відсутності забивання дискового луцильника ґрунтом і рослинними рештками.

Теоретичні передумови

Робочими органами дискового луцильника є сферичні диски (рис. 1.3.1), що встановлюються для роботи під кутом атаки $\alpha = 10 \dots 35^\circ$ (кут атаки – кут між площиною обертання диска і напрямком руху; при $\alpha = 10 \dots 25^\circ$ луцильник використовується як однослідна дискова борона, при луценні $\alpha = 30 \dots 35^\circ$). Обертаючись, диски підрізають рослинні рештки і кришать ґрунт. Глибина обробітку дискового луцильника 4...10 см.

Дискові робочі органи менше забиваються бур'янами і рослинними рештками, ніж лемішні робочі органи, що рухаються поступально. Однак, дискові робочі органи гірше обертають скиби.

Велика сила опору на лезах дисків, що намагається виштовхнути їх з ґрунту, приводить до необхідності прикладання значних зусиль для заглиблення їх на задану глибину. Крім того, дискові робочі органи не придатні для роботи на швидкостях, більших 7 км/год, оскільки із збільшенням швидкості руху різко збільшується дальність відкидання ґрунту дисками.

Якість роботи дискового луцильника (ступінь підрізання рослинних решток, обертання і кришення скиби ґрунту, висота гребенів) залежить від параметрів дискових робочих органів (діаметр, кривизна диска), відстані між дисками на осі батареї, кута атаки. Тому, вибір вказаних параметрів не може бути довільним, а повинен знаходитись у набутих практикою межах.

Діаметр диска (рис. 1.3.1) визначається з залежності:

$$D = k a, \quad (1.3.1)$$

де k – коефіцієнт; для луцильників $k = 5 \dots 6$;

a – глибина обробітку.

При виборі коефіцієнта k слід враховувати довжину батареї, її здатність пристосовуватись до нерівностей поля, габаритні розміри розпірних катушок і підшипників, наявність на поверхні поля рослинних решток і бур'янів, оскільки від всіх цих факторів залежить можливість заклинювання ґрунту між дисками. Чим важчі умови роботи, тим більшим має бути коефіцієнт k .

Необхідно також враховувати, що із збільшенням діаметра диска різко збільшується навантаження, необхідне для заглиблення його в ґрунт.

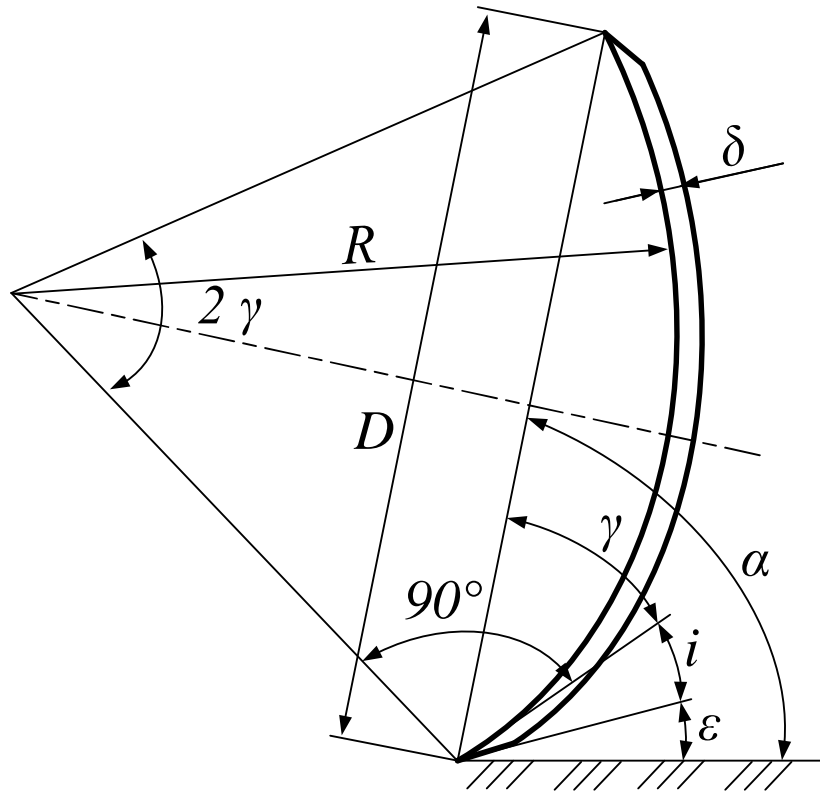


Рис. 1.3.1. Геометричні параметри сферичного диска

Відстань між дисками на осі батареї визначається з умови запобігання заклинюванню скиби ґрунту між ними, тобто $b \geq 1,5 a$ (рис.1.3.2).

Однак, при визначенні діаметра диска D і відстані між дисками на осі батареї b , необхідно враховувати не тільки можливість забивання робочих органів луцильника, а і створення дна борозни з заданою висотою гребнів $c \leq 0,5 a$ (рис. 1.3.2). У випадку, коли $c > 0,5 a$, повне підрізання рослинних решток і бур'янів не забезпечується.

Висота гребенів c залежить від діаметра диска D , відстані між дисками на осі батареї b , кута атаки α . З урахуванням цього, відстань між дисками на осі батареї:

$$b = 2\sqrt{c(D - c)} \cdot \operatorname{tga} \quad (1.3.2)$$

де c – задана висота гребнів, $c \leq 0,5a$;

D – діаметр диска;

α – кут атаки.

Радіус кривизни диска R (рис. 1.3.1) визначається з залежності:

$$R = \frac{D}{2\sin\gamma}, \quad (1.3.3)$$

де γ – половина кута при вершині сектора.

Значення γ (рис. 1.3.1) знаходять з виразу:

$$\gamma = \alpha - i - \varepsilon, \quad (1.3.4)$$

де i – кут заточки диска (сферичні диски луцильника мають зовнішню заточку з кутом i дорівнює $10\dots 20^\circ$;

ε – задній кут (кут між тильною стороною різальної кромки диска і стінкою борозни, $\varepsilon = 3\dots 5^\circ$).

Якщо радіус R буде більший від значення, отриманого за формулою (1.3.3), то це призведе до погіршення кришення і обертання скиби, а якщо менший – погіршується заглиблення дисків у ґрунт, через виникнення від’ємного значення кута ε . Товщина сферичних дисків δ визначається згідно емпіричної залежності $\delta = 0,008D$.

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 3, таблиця 1.3), відповідно до заданого варіанту.

2. Згідно вихідних даних обчислити:

– діаметр диска за формулою (1.3.1);

– відстань між дисками на осі батареї за формулою (1.3.2);

– радіус кривизни диска за формулою (1.3.3).

3. Виконати графічні побудови у прийнятому масштабі (наприклад, 1:5) в такій послідовності:

3.1. Побудувати схему розміщення робочих органів дискового луцильника в горизонтальній проекції (рис.1.3.2):

– провести горизонтальну лінію $I-I$;

– провести з точки O' осьову лінію $N-N$ батареї під кутом α до лінії $I-I$;

– провести через точку O_1 перпендикуляр до лінії $N-N$ і на ньому симетрично відносно точки O_1 відкласти величину діаметра диска D (положення точки O_1 вибирати так, щоб діаметр D не перетинав лінію $I-I$);

– провести через точку O_2 , яка знаходиться на відстані b від точки O_1 , перпендикуляр до лінії $N-N$ і на ньому відкласти величину діаметра D другого диска;

– окреслити радіусом R сферу кожного диска.

3.2. Побудувати профіль дна борозни:

– накреслити з правого боку від розміщених дисків коло діаметром D з центром в точці O'' на лінії $N-N$;

– відкласти від точки O (точка O при роботі луцильника знаходиться на дні борозни) значення висоти гребенів c (OB) і значення глибини обробітку a (OA);

– провести через точки A і B хорди $A'A''$ і $B'B''$ перпендикулярно лінії $N-N$;

– спроектувати кінці хорд і точку O на площини дисків;

– провести нижче лінії $I-I$ горизонталі: поверхні поля 2–2, дна борозни 4–4 (на відстані a від лінії 2–2), вершин гребнів 3–3 (на відстані c від лінії 4–4);

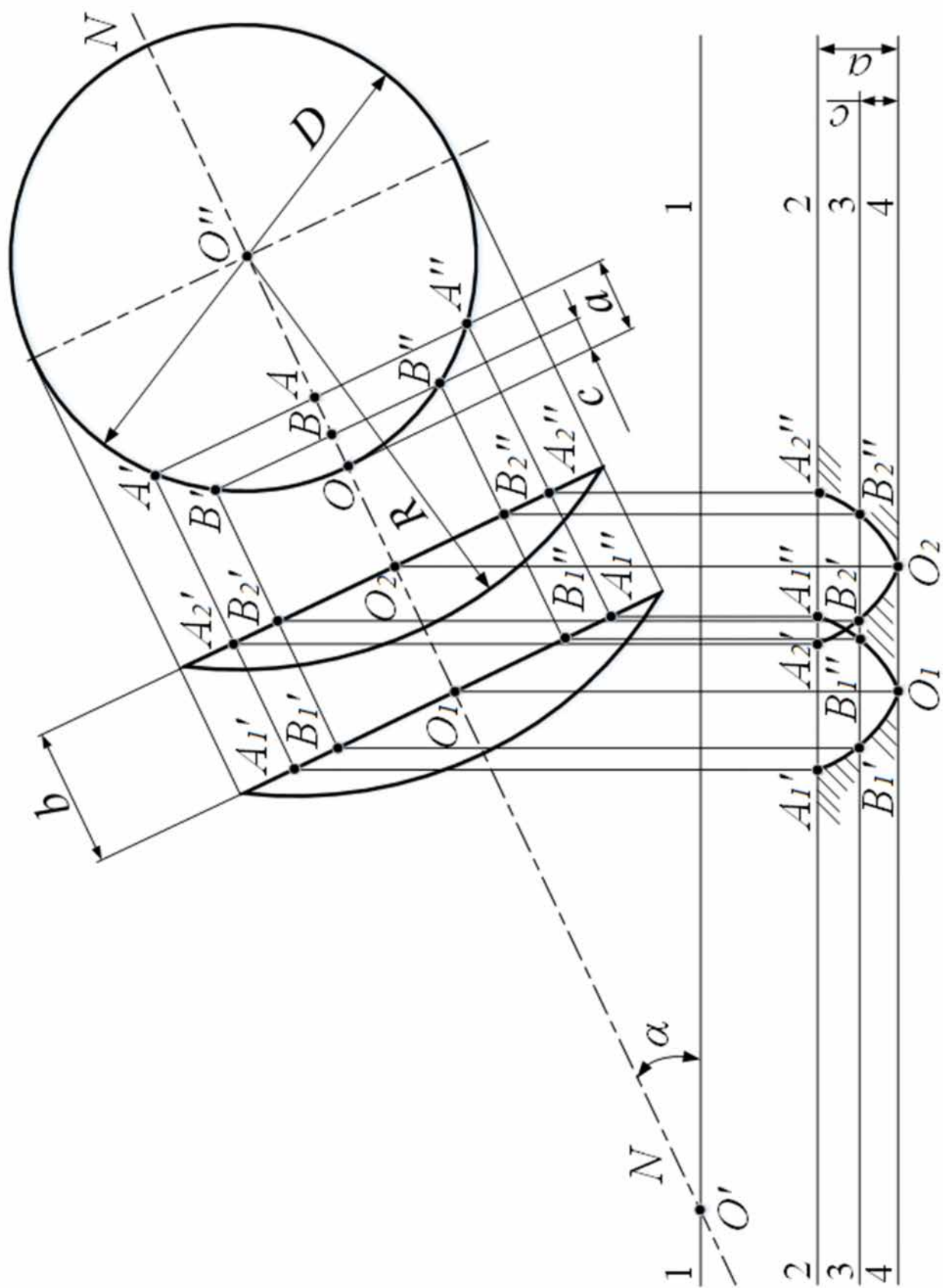


Рис. 1.3.2. Схема розміщення робочих органів дискового луцильника

– спроектувати точки A'_1, A''_1, A'_2, A''_2 на лінію поверхні поля 2–2; точки O_1, O_2 – на лінію дна борозни 4–4; точки B'_1, B''_1, B'_2, B''_2 – на лінію вершин гребенів 3–3;

– з'єднати відповідні точки на лініях 2–2, 3–3 і 4–4 плавними кривими.

Контрольна запитання

1. Які показники враховуються при оцінці якості роботи луцильника?
2. З яких міркувань виходять при виборі діаметра диска?
3. З яких міркувань виходять при виборі відстані між дисками на осі батареї?
4. Що означає кут атаки диска і як він впливає на якісні показники роботи луцильника?
5. Як впливає кривизна диска на процес його роботи в ґрунті?

Робота № 1.4

РОЗМІЩЕННЯ РОЗПУШУВАЛЬНИХ ЛАП НА РАМІ КУЛЬТИВАТОРА

Мета роботи

Виходячи з заданої глибини обробітку ґрунту і параметрів розпушувальних лап, розмістити останні на рамі культиватора так, щоб уникнути забивання ґрунту між лапами та забезпечити допустиму висоту необроблених гребенів.

Теоретичні передумови

Експерименти свідчать, що зона деформації ґрунту не обмежується зоною контакту з нею робочого органа, а розповсюджується вперед і в боки на значну відстань.

При взаємодії з ґрунтом робочої поверхні у вигляді клина на неї діють нормальна сила N і сила тертя F (рис. 1.4.1). Рівнодійна цих сил R відхиляється від нормалі на кут тертя φ . Згідно з теорією найбільших дотичних напружень, напрямок можливої площини сколювання H_1 і H_2 розміщується симетрично до сили R під кутом θ одна до одної.

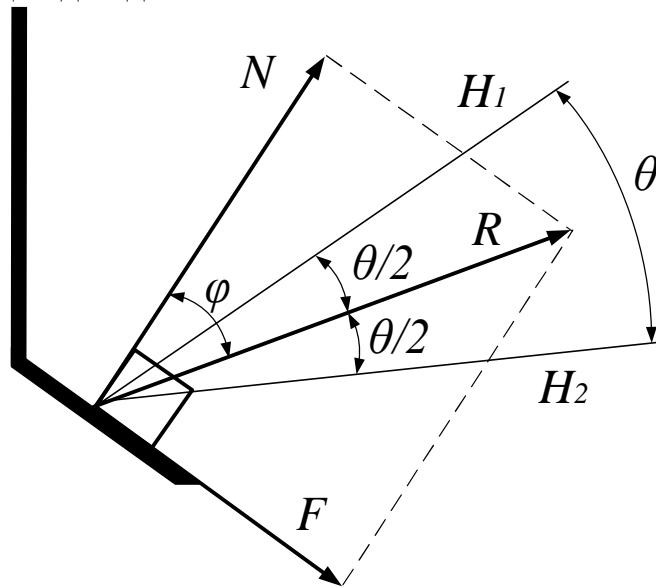


Рис. 1.4.1. Схема деформації ґрунту розпушувальною лапою

Для ґрунту $\theta = 40...50^\circ$. Це дає підстави вважати, що в середньому напрямок сколювання ґрунту суттєво не відхиляється від напрямку сили R .

В поперечно-вертикальній площині зона деформації ґрунту також обмежується площинами, кут між якими становить θ або $\theta/2$ до вертикальної осі симетрії. Тоді, згідно рис. 1.4.2, зона деформації ґрунту розпушувальною лапою в середньому становить:

– по ходу лапи:

$$l = l_0 + l_1 = l_0 + a \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (1.4.1)$$

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;

– в поперечному напрямку:

$$l_1 = l_0 + a \operatorname{tg} (\theta/2), \quad (1.4.2)$$

де θ – кут сколювання ґрунту, град.

Можливі граничні значення розповсюдження зони деформації ґрунту в повздовжньому напрямку становлять:

$$l_{max} = l_0 + a \operatorname{tg} (\alpha + \varphi + \theta/2) \quad (1.4.3)$$

$$l_{min} = l_0 + a \operatorname{tg} (\alpha + \varphi - \theta/2) \quad (1.4.4)$$

Розпушування ґрунту по глибині відбувається нерівномірно (рис. 1.4.2) Частина верхнього шару обробляється двічі, а в нижній частині залишаються необроблені гребені. Висота необроблених гребенів має бути: $h < a$, приймають $h \cong 0,5a$.

При заданій висоті необроблених гребенів відстань між слідами лап повинна дорівнювати:

$$S = \frac{2h}{\operatorname{ctg} \frac{\theta}{2}} + b_0. \quad (1.4.5)$$

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

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 4, таблиця 1.4), згідно заданому варіанту.
2. За формулами 1.4.1 і 1.4.2 обчислити величину зони деформації ґрунту відповідно в повздовжньому і поперечному напрямках. Щоб уникнути забивання ґрунту між переднім і заднім рядами лап культиватора, відстань між ними прийняти в межах $L = (1,1 \dots 1,3)l$.
3. Виходячи з допустимої висоти необроблених гребенів h , за формулою 1.4.5 знайти відстань S між слідами лап (відстань між лапами в ряду $A = 2S$).
4. Згідно з вихідними даними і результатами обчислень, у вибраному масштабі накреслити схему розміщення розпушувальних лап (рис. 1.4.2).

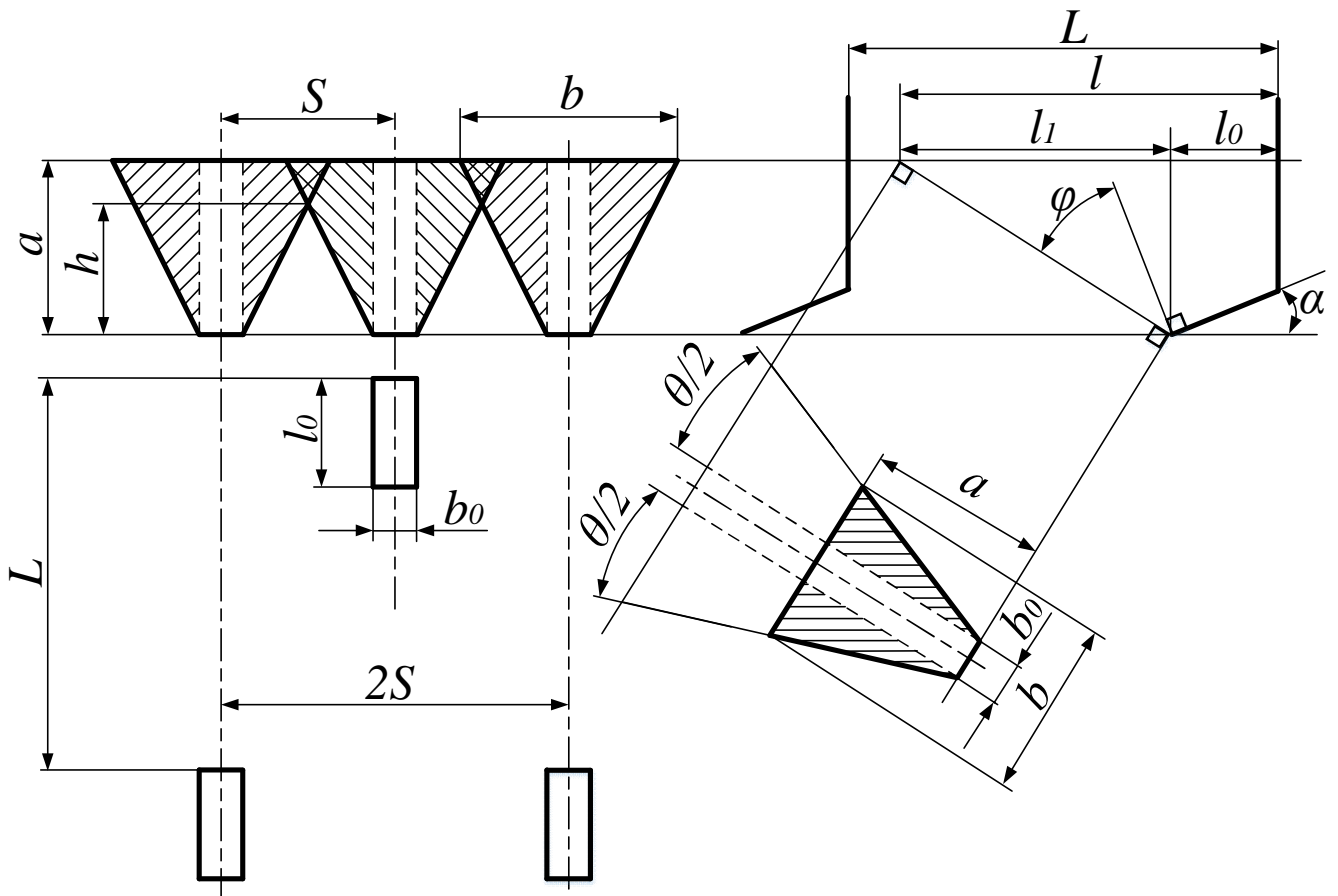


Рис. 1.4.2. Схема розміщення розпушувальних лап

Контрольні запитання

1. Що впливає на величину зони деформації ґрунту по ходу розпушувальної лапи?
2. Від чого залежить величина зони деформації ґрунту в поперечному напрямку?
3. Якою повинна бути відстань між переднім і заднім рядами розпушувальних лап?
4. Від чого залежить висота необроблених гребенів?

Робота № 1.5

ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМИ РОЗМІЩЕННЯ ПОЛОЛЬНИХ ЛАП ПРОСАПНОГО КУЛЬТИВАТОРА НА ЯКІСТЬ РОБОТИ

Мета роботи

Відповідно ширини міжряддя, розміру захисної зони, типу і кількості полольних лап, розмістити їх так, щоб забезпечити повноту підрізання коренів бур'янів і відсутність пошкодження рослин.

Теоретичні передумови

Розміщення робочих органів на просапних культиваторах повинно бути узгоджено з розмірами міжрядь висіяної культури. Крайні робочі органи слід розміщувати на певній відстані (захисна зона) від рослин, щоб не допустити їх пошкодження при роботі культиватора. При обробі деяких просапних культур (цукрові буряки, кукурудза, соняшник) не допускається присипання рослин ґрунтом. У цих випадках для обробки зони поблизу рядка застосовують однобічні лапи. Розмір захисної зони вибирають залежно від глибини обробки, типу робочого органа, росту і куцнення рослин.

Схеми розміщення робочих органів на просапних культиваторах показано на рис. 1.5.1.

Стрілчасті полольні лапи монтують перед однобічними, оскільки така комбінація дає більш рівномірну глибину обробки і рівну поверхню. Стрілчасті лапи меншої ширини захвату слід встановлювати попереду лап з більшою шириною захвату.

Для обробки міжрядь встановлюють дві лапи однакової ширини захвату (рис. 1.5.1, в, г) або три лапи різної ширини захвату (рис. 1.5.1, а, б). При встановленні двох лап (рис. 1.5.1, в, г) ширина захвату однобічних і стрілчастих лап визначається з виразів:

$$B_0 = 0,5 (A_2 + C_1) - e_1 \quad (1.5.1)$$

$$B_C = 0,5 (A_2 + C) - e \quad (1.5.2)$$

де B_0 , B_C – відповідно, ширина захвату однобічної і стрілчастої лап, мм;
 A_2 – ширина міжряддя цукрових буряків $A_2 = 450$ мм;
 e , e_1 – відповідно, захисна зона для стрілчастих і однобічних лап, мм;
 C , C_1 – відповідно, перекриття стрілчастих і однобічних лап, мм.

Якщо в міжрядді встановлюють три лапи (рис. 1.5.1, а, б), то їх ширину захвату описують співвідношеннями:

$$B_0 + 0,5B_{1C} = 0,5A_1(e_1 - C_1) \quad (1.5.3)$$

$$B_C + 0,5B_{2C} = 0,5A_1(e - C) \quad (1.5.4)$$

де δ_{max} – максимальний кут відхилення культиватора від прямолінійного руху, град.

6. За результатами обчислень у вибраному масштабі побудувати схему розміщення полольних лап на просапному культиваторі (рис. 1.5.1).

Контрольні запитання

1. Що таке захисна зона і від чого залежить її розмір?
2. В яких випадках для обробітки міжрядь слід встановлювати однобічні плоскорізальні лапи?
3. Чому стрілчасту лапу встановлюють спереду однобічних лап?
4. Для чого полольні лапи встановлюють з перекриттям?

Робота № 1.6

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗМІЩЕННЯ ЗУБІВ БОРОНИ НА ЯКІСТЬ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Мета роботи

Виходячи із заданої відстані між слідами зубів, їх кількості, кількості поперечник планок і відстані між ними, побудувати схему розміщення зубів, яка забезпечує рівномірність обробітку ґрунту і стійкий хід борони без забивання.

Теоретичні передумови

Одним із важливих параметрів зубової борони є оптимальна відстань між слідами зубів b (рис. 1.6.1), яку визначають з умови обробітку ґрунту без огріхів. Ця відстань залежить від кута сколювання ґрунту θ і глибини обробітку a .

Суцільний обробіток ґрунту без огріхів (рис. 1.6.1, a) для зубових борін з вертикальним розміщенням зубів забезпечується якщо:

$$b = 2a \operatorname{tg} \left(\frac{\theta}{2} \right) \quad (1.6.1)$$

При меншому значенні b (рис. 1.6.1, \bar{b}) буде спостерігатися надмірне перемішування ґрунту (наявність перекриття m між зонами обробітку зубів) і порушення рівномірності ходу борони, а при більшому - залишаться необроблені смуги шириною c (рис. 1.6.1, \bar{c}).

Кут θ залежить від форми зуба, маси борони, стану ґрунту і його вибирають із таких меж:

- для важких борін $\theta = 30 \dots 50^\circ$;
- для середніх $\theta = 40 \dots 60^\circ$;
- для легких $\theta = 40 \dots 75^\circ$.

В існуючих конструкціях важких і середніх борін відстань між слідами зубів дорівнює 49 мм, а у легких – 30 мм.

Для рівномірного обробітку ґрунту по ширині захвату зуби борони необхідно розмістити так, щоб кожен зуб проводив по ґрунту свою самостійну борозенку і, щоб відстані між сусідніми борозенками були однаковими. Разом з тим, щоб зменшити 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 можливо досягнути тоді, коли з обох боків зуба знаходиться непорушений ґрунт або коли зуб проводить свою борозенку між сусідніми борозенками, розміщеними на однаковій відстані від нього. Такі вимоги можливо забезпечити лише при певній схемі розміщення зубів.

Відомі два способи побудови зубового поля: по розгортці гвинтові лінії і по слідах. За першим способом зуби розміщують в точках перетину розгортки гвинтових ліній багатогодового гвинта прямого і зворотного напрямку (рис.

1.6.1, д, ж). За другим способом зуби розміщують на перетині поперечних планок з слідами зубів в послідовності **41352** (рис. 1.6.1, к).

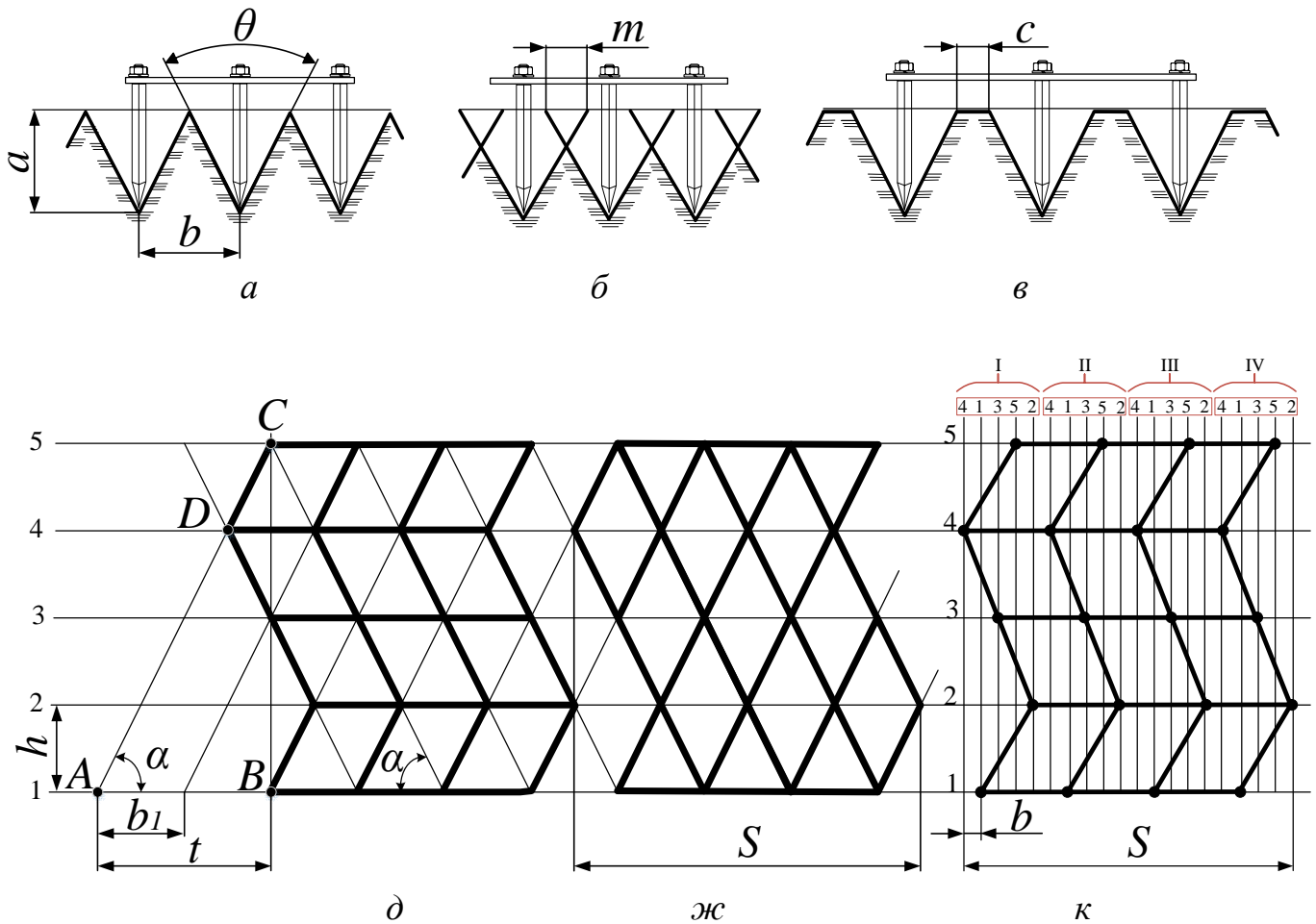


Рис. 1.6.1. Схема побудови зубового поля борони:

a – оптимальна відстань між слідами зубів; b – відстань між слідами зубів менше оптимальної, $в$ - відстань між слідами зубів більше оптимальної; $д$ – зубової, типу «Зигзаг»; $ж$ – швидкісної; $к$ – по слідах зубів

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 6, таблиця.1.6), згідно заданому варіанту.
2. За вихідними даними обчислити:
 - **відстань між зубами на планці:**

$$b_1 = b M, \quad (1.6.2)$$

де b – відстань між слідами зубів, мм;

M – кількість поперечних планок (для всіх варіантів $M = 5$);

– **крок гвинта:**

$$t = (M - 1) k b \quad (1.6.3)$$

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, $M = 5$, а $k = 3$.

– *ширину захвату борони:*

$$B = b Z, \quad (1.6.4)$$

де Z – кількість зубів (для всіх варіантів $Z = 20$).

– *відстань між крайніми слідами:*

$$S = b (Z - 1). \quad (1.6.5)$$

3. У вибраному масштабі (наприклад 1:10) накреслити схему зубової борони типу «Зигзаг» (рис. 1.6.1, *д*) і швидкісної борони (рис. 1.6.1, *ж*) за способом розміщення зубів по розгортці гвинтової ліній прямого і зворотного напрямку, а також схему борони за способом розміщення зубів по слідах (рис. 1.6.1, *к*). Для цього провести п'ять горизонтальних ліній на відстані h одна від одної та пронумерувати їх. На цих лініях будуть розміщуватись поперечні планки.

На першій нижній лінії вибрати довільну точку A і відкласти від неї вправо відрізок AB , який дорівнює кроку гвинта t . Через точку B провести вертикальну лінію до перетину з верхньою лінією (точка C). Точки A і C з'єднати прямою, яка утворює з горизонтом кут нахилу гвинтової лінії до твірної α . Від точки A на поперечній планці відкласти десять відрізків, які дорівнюють відстані між зубами b_1 . Через кінці цих відрізків провести лінії, паралельні AC .

На перетині лінії AC і лінії четвертої планки знайти точку D , і через неї під кутом α повести вісім ліній розгортки гвинта зворотнього 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, отримаємо схему зубової борони типу «Зигзаг» (рис. 1.6.1, *д*).

Якщо на аналогічно побудованому зубовому полі, зуби на крайніх планках з'єднати прямими планками вздовж ліній прямого і зворотного напрямку, то отримаємо схему швидкісної борони (рис. 1.6.1, *ж*) без внутрішніх поперечних планок (збільшується стійкість ходу і зменшується забивання рослинними рештками).

Для побудови схеми борони по слідах, треба нанести сітку вертикальних ліній (20 шт), відстань між якими дорівнює відстані між слідами b (рис. 1.6.1, *к*). На верхній горизонтальній лінії (з ліва на право) вказати черговість розміщення зубів на поперечних планках у послідовності **41352**. Після цього розмістити зуби на поперечних планках з відповідним номером і з'єднати їх ламаними лініями.

Контрольні запитання

1. Від чого залежить оптимальна відстань між слідами зубів борони?
2. Як розмістити зуби борони, щоб забезпечити рівномірність обробітку ґрунту по ширині захвату?
3. Яка умова стійкого ходу борони в горизонтальній площині?
4. За яких умов поперечні сили реакції ґрунту будуть однаковими з обох боків кожного зуба?
5. Чим відрізняється швидкісна зубова борона від звичайної?

Робота № 1.7

ДОСЛІДИТИ ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ҐРУНТООБРОБНОЇ ФРЕЗИ

Мета роботи

Дослідження показників роботи ґрунтообробної фрези.

Теоретичні передумови

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 покращує біологічну активність середовища і підвищує врожайність сільськогосподарських культур.

Застосовують фрези з горизонтальною, вертикальною, повздожньою та похилою віссю 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. 1.7.1 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:

$$\begin{cases} X_A = R \left(\frac{\omega t}{\lambda} + \cos \omega t \right) \\ Y_A = R \sin \omega t \end{cases} \quad (1.7.1)$$

де R – радіус фрезерного барабана по кінцях ножів;

ω – кутова швидкість фрезерного барабана;

λ – показник кінематичного режиму фрези.

$$\lambda = \frac{\omega R}{V} \quad (1.7.2)$$

де V – швидкість руху агрегату, м/с.

Форма циклоїди залежить від величини λ . Коли $\lambda < 1$ (див. рис. 1.7.2) має місце скорочена циклоїда і коли $\lambda > 1$ – подовжена циклоїда. З рис. 1.7.2 видно, що коли $\lambda < 1$, то ніж входить в ґрунт своєю тильною частиною і процес різання неможливий. Тому значення λ повинно бути завжди більше одиниці.

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

$$S = \frac{2\pi R}{\lambda} \quad (1.7.3)$$

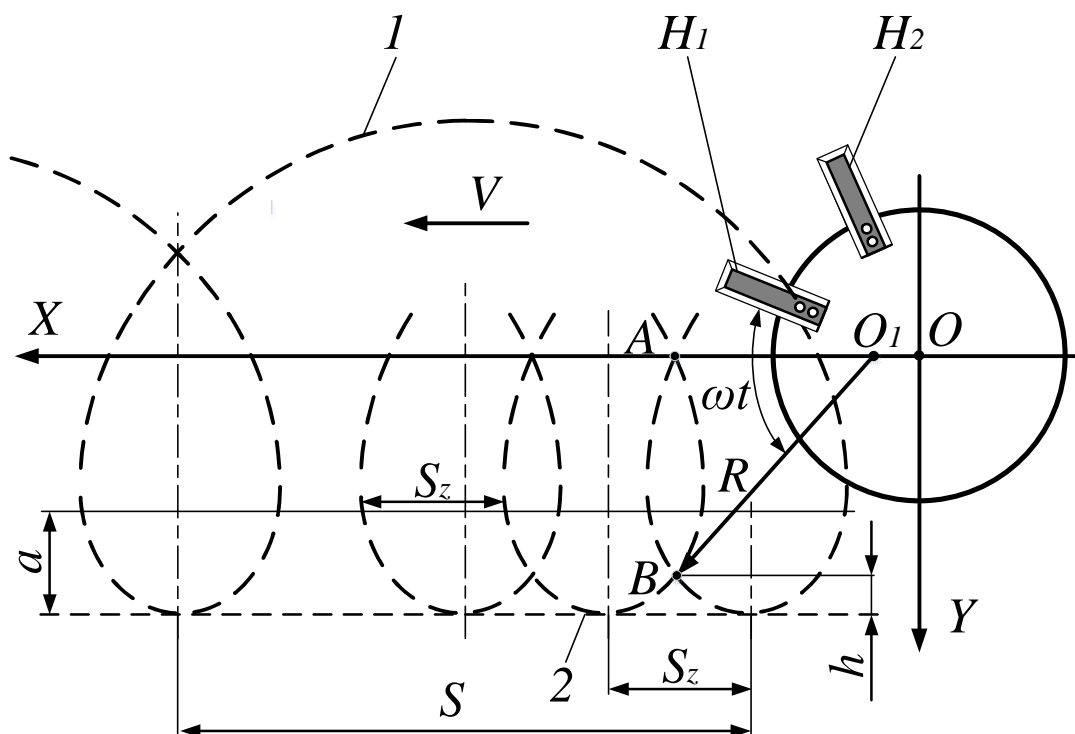


Рис. 1.7.1. Схема до визначення основних показників роботи ґрунтообробної фрези:

1 – траєкторія ножа H_1 ; 2 – траєкторія ножа H_2 ; a – глибина обробітку; h – висота гребенів

Для польових і садових фрез значення λ знаходиться в межах $\lambda = 3 \dots 8$.

Відстань між траєкторіями руху двох суміжних ножів (рис. 7.1.1) по горизонталі називають подачею на ніж S_z . Подачу на ніж визначають із залежності:

$$S_z = \frac{2\pi R}{\lambda Z} \quad (1.7.4)$$

де Z – кількість ножів на одному диску барабана.

Із формули (1.7.4) видно, що подача на ніж S_z залежить як від конструктивних параметрів фрези R та Z , так і від кінематичного параметру λ . Як правило, подача на ніж становить для просапних та болотних фрез $3 \dots 6$ см, польових – до $10 \dots 15$ см, а для ротаційних плугів – до $20 \dots 25$ см.

Від величини подачі на ніж залежить висота гребнів h , що залишаються на дні борозни після проходження фрези. Величина h графічно визначається положенням точки B (див. рис. 1.7.1) перетину двох суміжних траєкторій руху ножів барабана. Висота гребнів дна борозни є одним з важливих агротехнічних показників роботи ґрунтообробної фрези. За агро вимогами висота гребнів не повинна перевищувати $0,2$ глибини обробітку, тобто $h < 0,2a$.

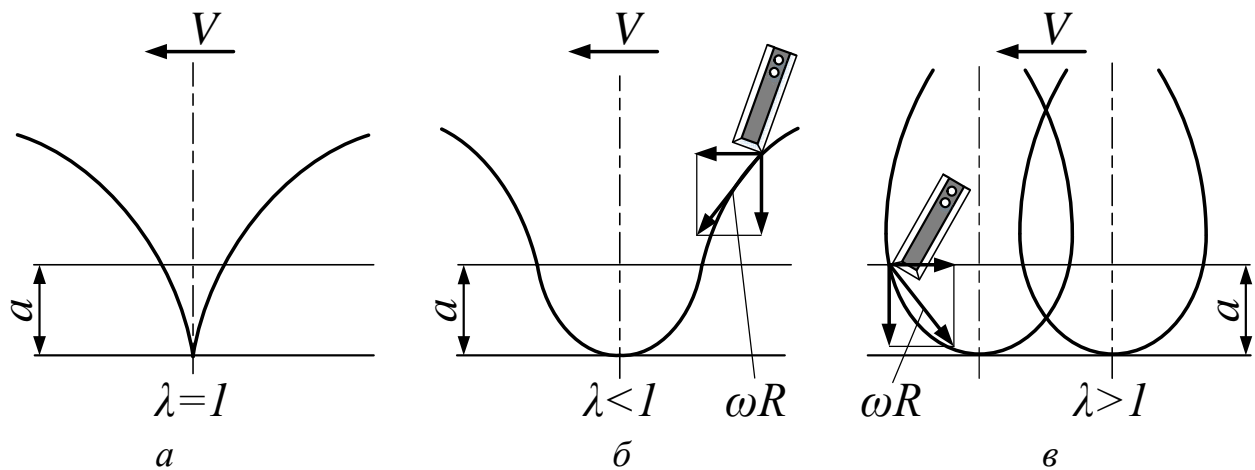


Рис. 1.7.2. Форма траєкторії руху ножів залежно від величини λ :
a, б – скорочена циклоїда; *в* – подовжена циклоїда

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 7, таблиця 1.7), відповідно до заданого варіанту.

2. Визначити подачу на фрезу та подачу на ніж за формулами (1.7.3) та (1.7.4).

3. Виконати графічні побудови у такій послідовності:

3.1. У вибраному масштабі (наприклад, 1:5) накреслити коло радіусом R (рис. 1.7.3).

3.2. Через центр O провести горизонтальну лінію і відкласти на ній подачу на фрезу S .

3.3. Поділити коло і подачу S на однакову кількість частин – 8, 12 або 16 (чим більше частин розподілу, тим точніше графічна побудова). Точки поділу позначити, наприклад, $A, B, \dots H$ – по колу та $1, 2, \dots 8$ – по горизонталі.

3.4. За початкове положення прийняти точку A , в якій знаходиться ніж з лезом – перша точка траєкторії руху ножа. За час, поки ніж з точки A перейде за рахунок обертання барабана в точку B , центр обертання барабана O перейде в точку 1 . Для визначення положення леза ножа в цей момент потрібно з точки 1 провести пряму паралельну OB і, відклавши на ній радіус R , знайти точку I . Подібним чином визначити точки $II, III, \dots VIII$. Далі з'єднати отримані точки плавною кривою.

3.5. На ділянках, де ніж рухається в ґрунті (тобто, в межах глибини a) показати ще декілька траєкторій руху ножів в площині різання (кожна з цих траєкторій зміщена по напрямку руху машини на величину S_Z).

4. Перевірити виконання агровимоги ($h < 0,2a$).

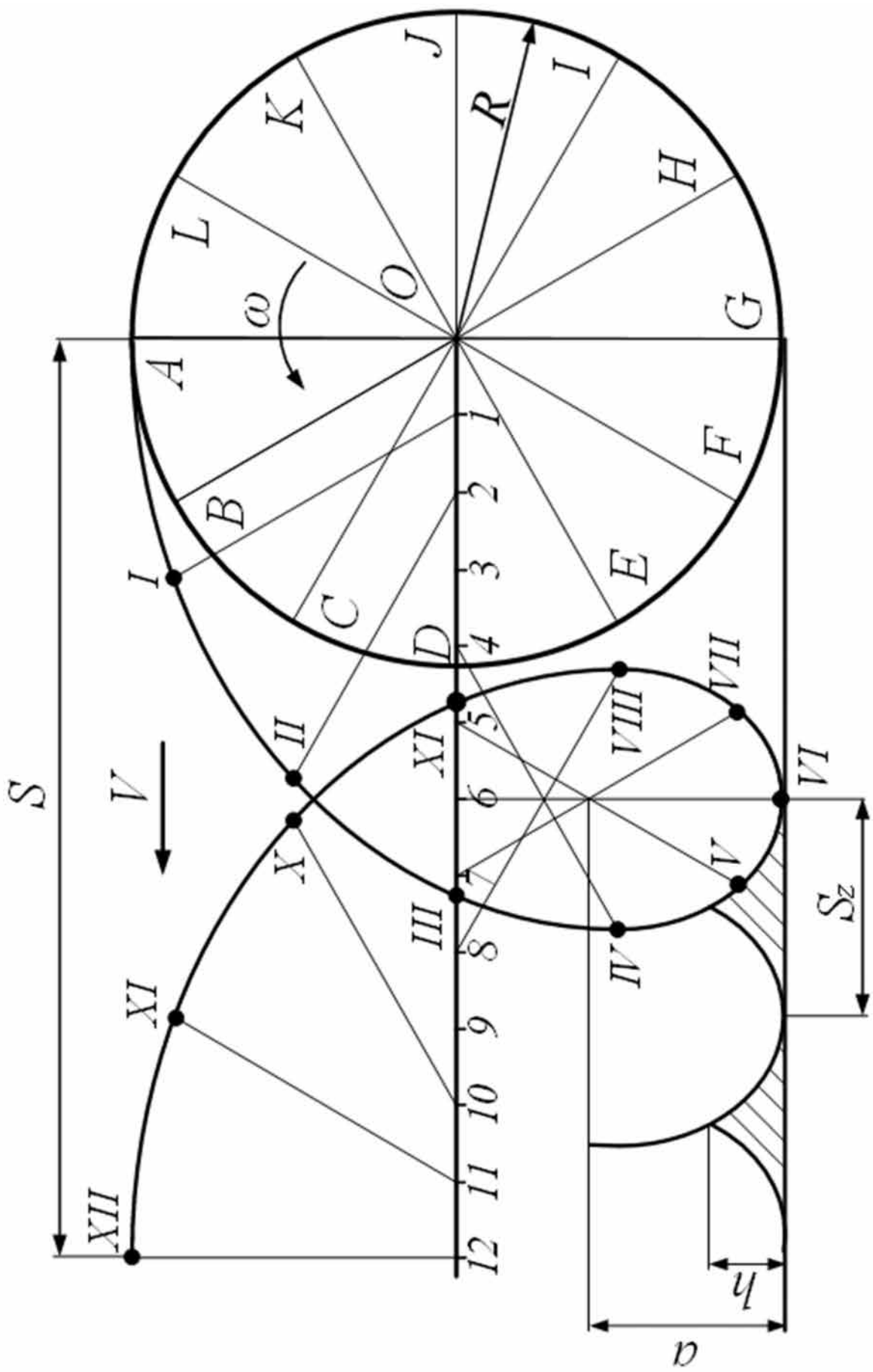


Рис. 1.7.3. Траектория руху ножів фрези

З графічних побудов та з урахуванням масштабу, визначити висоту гребнів h (точка перетину кривих буде верхньою точкою гребня), заміряти її і порівняти із визначеною за формулою:

$$h = r(1 - \cos\delta)$$

де δ – кут повороту ножа, де зустрічаються траєкторії сусідніх ножів у нижньому положенні.

Контрольні запитання

1. Чим відрізняється пряме і зворотне фрезерування?
2. Дати визначення показника кінематичного режиму роботи фрези. Які параметри впливають на його величину?
3. Дати визначення подачі на фрезу.
4. Від яких факторів залежить подача на ніж?
5. Як впливає подача на ніж на якість обробітку ґрунту?

Робота № 1.8

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОЗСІЮВАЛЬНИХ ДИСКІВ ВІДЦЕНТРОВОГО ТИПУ

Мета роботи

Визначити основні параметри розсіювальних дисків та накреслити схему розподілу добрив за шириною захвату.

Теоретичні передумови

Для поверхневого внесення мінеральних добрив застосовують, переважно відцентрові розкидачі, різні за конструкцією та подібні за принципом роботи.

В існуючих відцентрових розкидачах застосовують розсіювальні апарати двох основних типів – однодискові або дводискові. Однодисковий відцентровий апарат нерівномірно розподіляє добрива в поздовжньому напрямку. Дводисковий апарат, завдяки перекриттю зон розкидання добрив, більш рівномірно розподіляє їх за шириною захвату.

Досконалість конструкції розкидача оцінюється певними якісними і кількісними показниками, а саме:

- а) рівномірність розподілу добрив на площі, тобто за шириною смуги розсіювання – якісний показник;
- б) продуктивність, яка залежить від швидкості руху і ширини захвату розкидача – якісний показник.

Визначення параметрів робочих органів і режимів їх роботи базується на загальній теорії руху частинок по ротаційним поверхням.

Із теорії відцентрового розкидача відомо, що дальність польоту частинок добрив (рис. 8.1.1) залежить від величини початкової швидкості V_a і висоти H встановлення диска над поверхнею поля. Чим більшими є ці параметри, тим більша дальність польоту.

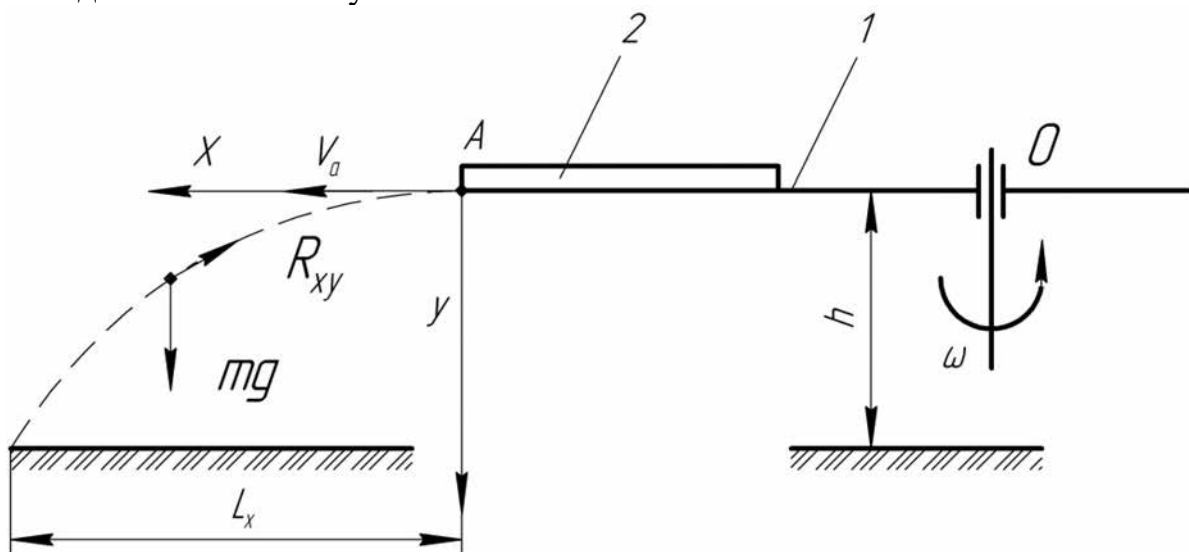


Рис. 1.8.1. Дальність польоту добрив

Однак, експериментально встановлено, що дальність польоту збільшується при збільшенні початкової швидкості лише до певних значень. Подальше збільшення швидкості не дає збільшення дальності польоту. Дальність польоту, яка не змінюється із збільшенням початкової швидкості вище певної межі, називають критичною дальністю, а початкова швидкість, яка відповідає цій межі, називають критичною швидкістю.

Через те, що гранули надходять на диск потоком певної ширини, радіус подачі r_0 (подача добрив, як правило, відбувається на середину радіуса диска) для різних гранул також буде різним і, як наслідок, гранули сходять з диска по дузі A_1A_2 (рис. 1.8.2), а їх розподіл по поверхні поля фіксується пучком траєкторій.

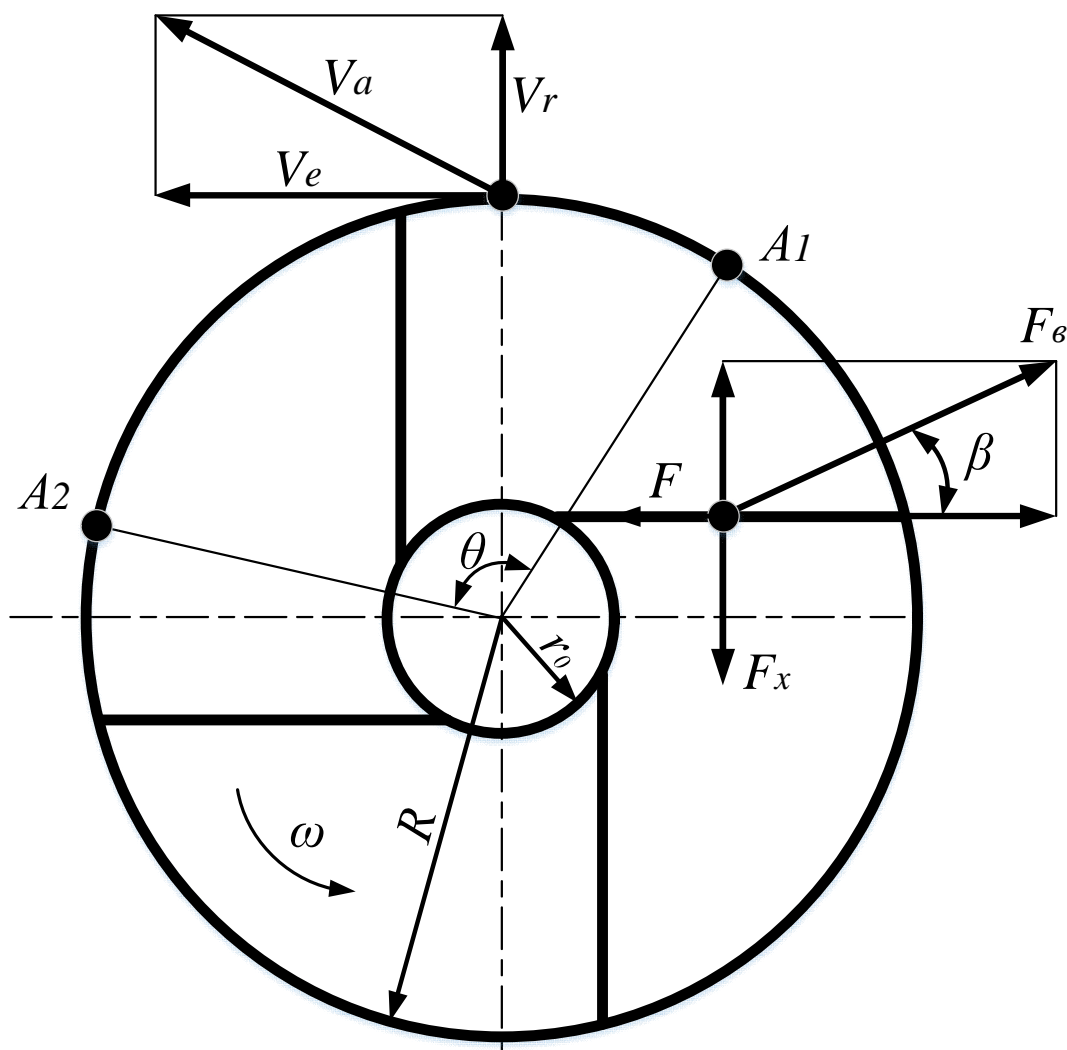


Рис. 1.8.2. Схема до розрахунку зони розсіювання добрив

Дузі A_1A_2 відповідає центральний кут θ який є кутом сходження гранул добрив з диска. Для конкретного виду добрив, при вибраному режимі роботи, кут сходження залежить тільки від величини початкового радіуса r_0 . Від величини кута сходження залежить напрямок польоту частинок добрив після

відриву їх від диска і, обумовлена цим, рівномірність розсіювання. Приймають $\theta = 90^\circ \dots 150^\circ$.

В момент сходження частинки з диска його абсолютна швидкість V_a дорівнює геометричній сумі переносної (колової) V_e і відносної швидкості V_r руху частинки вздовж лопатки.

Для практичних розрахунків приймають $V_a = V_e = V_{кр}$.

Для більшості розкидачів величина абсолютної швидкості кидання знаходиться в межах 2,5–4,5 м/с.

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 8, таблиця 1.8), відповідно до заданого варіанту.

2. Виконати технологічний розрахунок в такій послідовності:

2.1. Прийняти критичну швидкість для дальності польоту частинки добрив, яка не повинна перевищувати 4,5 м/с, якщо коефіцієнт парусності (для твердих мінеральних добрив $K_n = 0,4 \dots 0,8$).

2.2. Критична висота встановлення диска (визначається емпіричною залежністю):

$$H_{кр} = 0,54/K_n^{0,86}. \quad (1.8.1)$$

У розкидачах висота H розташування диска дорівнює 0,45...0,8 м.

2.3. Радіус диска R , приймають в межах 0,2...0,4 м.

2.4. Частота обертання диска, об/хв.:

$$n = 30\omega/\pi, \quad (1.8.2)$$

де ω – кутова швидкість диска, c^{-1} ($\omega = V_{кр}/R$)

2.5. Відстань між центрами розсіювальних дисків:

$$l_a = 2(1,2\dots 1,3)R. \quad (1.8.3)$$

2.6. Кількість лопаток на диску:

$$z = \frac{60V_M}{nb}, \quad (1.8.4)$$

де V_M – швидкість машини, м/с;

b – інтервал пульсації, тобто ширина полоси поля, яка засівається добривами однією лопаткою. Рекомендовано приймати $b = 0,05 \dots 0,06$ м.

2.7. Дальність польоту добрив.

Якщо опір повітря K_n невеликий і його можна не враховувати, тоді дальність польоту для вільно кинутих гранул визначають:

$$l_x = \frac{\pi n}{30} R \sqrt{\frac{2H}{g}} \quad (1.8.5)$$

2.8. Ширина розсіювання для дводискового апарата, м:

$$B_p = 2V_d \sqrt{\frac{2H}{g}} + l_a = 2 \times 8,24 + 0,75 = 17,23 \quad (1.8.6)$$

Ефективна ширина розсіювання складає 70...75 % від ширини смуги розкидання.

Отже, дійсна ширина захвату дорівнює:

$$B = 0,75B_p \quad (1.8.7)$$

3. Накреслити в масштабі схему (див. рис. 1.8.3) розсіювання мінеральних добрив дводисковим апаратом у такій послідовності:

3.1 Накреслити два кола радіусом R з відстанню між центрами A (орієнтовний масштаб M 1:10).

3.2. Відкласти кут сходження гранул з диска θ так, щоб поперечна дальність була максимальна.

3.3. Показати напрямок лінійної швидкості гранул на виході з дисків V_d . За напрямками відкласти дальність розсіювання (орієнтовний масштаб для дальності M 1:50).

3.4. Дугу, яка відповідає куту θ , розділити на шість рівних частин (відмітити точками). З кожної точки провести дотичні до кола пунктирні лінії довжиною, яка дорівнює дальності польоту.

3.5. Через точки, що відображають дальність польоту, провести дугу, яка визначає зону розсіювання.

3.6. Заштрихувати зони розсіювання дисків та визначити зону перекриття.

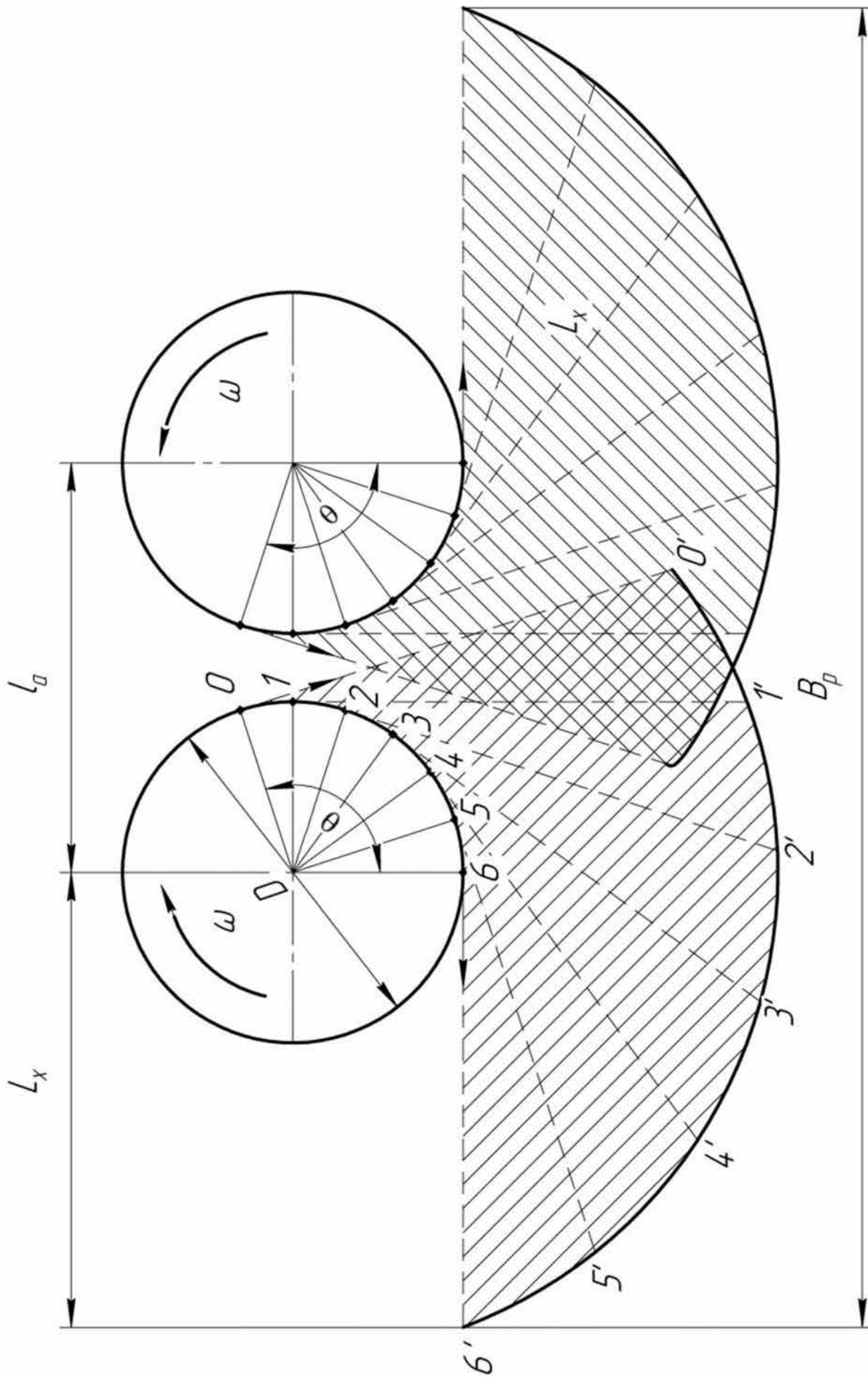


Рис.1.8.3. Схема розсіювання добрив за шириною захвату

Контрольні запитання

1. Назвіть основні технологічні властивості добрив.
2. Як визначити швидкість сходження добрив з диска розкидача?
3. Як визначити дальності польоту мінеральних добрив дисковим розкидачем?
4. Як визначити ширину захвату розкидача добрив дискового типу?
5. Як впливає кут сходження мінеральних добрив з диска на рівномірність їх розподілу по ширині захвату?

Робота № 1.9

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ СОШНИКІВ СІВАЛКИ ТИПУ СЗ–3,6

Мета роботи. Визначити силу F на штоці гідроциліндра механізму підймання сошників сівалки типу СЗ–3,6, необхідної для їх переведення з робочого положення в транспортне.

Теоретичні передумови

Для визначення сили F на штоці гідроциліндра 4 механізму підймання сошників сівалки типу СЗ–3,6 (рис. 1.9.1), необхідної для їх переведення з робочого положення в транспортне, застосовується метод силового аналізу механізмів, відомий як метод Жуковського. За допомогою цього методу знаходиться величина сили, прикладеної до механізму, якщо точка прикладання і напрям цієї сили задані, а також задані точки прикладання, напрями і величини всіх інших сил.

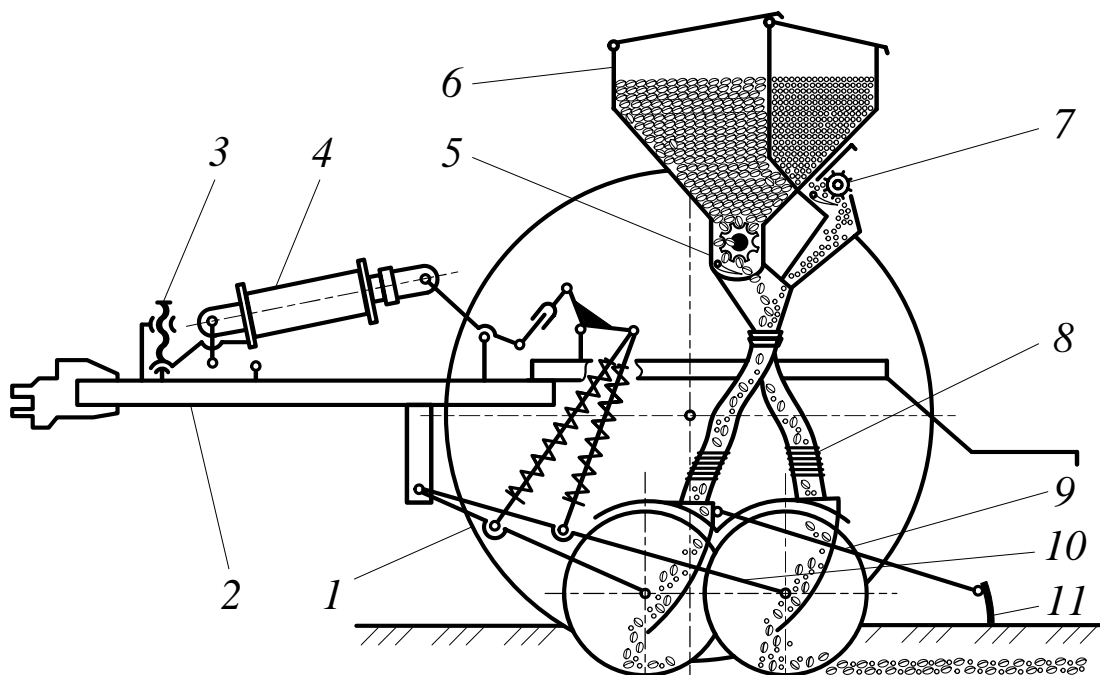


Рис. 1.9.1 Зернотукова сівалка типу СЗ-3,6А:

1 – опорно-привідне колесо; 2 – причіпний пристрій; 3 – регулятор глибини ходу сошників; 4 – гідроциліндр; 5 – котушковий висівний апарат; 6 – зернотуковий ящик; 7 – туковисівний апарат; 8 – насіннепровід; 9 – сошник; 10 – гряділь, 11 – загортач.

Глибину ходу сошників регулюють гвинтом регулятора глибини 3, а стійкість ходу сошників, що впливає на глибину загортання насіння, – стисканням пружин натискних штанг.

Суть методу Жуковського полягає в тому, що всі задані сили, які діють в певний момент часу на ланки механізму, переносяться в однойменні точки повернутого (за або проти ходу годинникової стрілки) на 90° плану швидкостей

цього механізму при їх незмінних напрямках і величинах, а план швидкостей при цьому розглядається як важіль з опорою в полюсі («важіль Жуковського»), який знаходиться в рівновазі.

Умову рівноваги важеля можна записати у вигляді:

$$M_F(F_1) + M_F(F_2) + \dots + M_F(F_n) = 0, \quad (1.9.1)$$

або
$$\sum_1^n M_F(F_i) = 0.$$

З рівняння (1.9.1) визначається невідома величина однієї з діючих сил.

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані:

а) для усіх варіантів

$$H_1 = 350\text{мм}; H_2 = 775\text{мм}; H_{\text{тр}} = 150\text{мм};$$

$$l = 600\text{мм} - \text{довжина циліндра}; l_1 = 680\text{мм}; l_2 = 230\text{мм};$$

G – загальна вага сошників, (для варіантів 1 – 15, – $G = 250\text{кг}$, для варіантів 16 – 30, – $G = 280\text{ кг}$,

б) вихідні дані відповідно до заданого варіанту (Додаток 9).

2. За відомими розмірами для робочого положення сошників (нижче поверхні поля на глибині h) виконати графічні побудови (див. рис. 1.9.2) кінематичної схеми механізму підймання сошників сівалки типу СЗ–3,6 у вибраному масштабі (наприклад, 1:20) в такій послідовності:

2.1. Довільно позначити точку I (далі т.1) і накреслити сошник діаметром $D_{\text{сош}}$ з центром у даній точці.

2.2. Провести горизонтальну лінію поверхні поля, з урахуванням глибини ходу сошника h

2.3. Провести лінію паралельну поверхні поля на висоті H_1 щоб визначити положення нерухомого стояка т. 3. Для цього в т.1 поставити ніжку циркуля радіусом L_1 і знайти положення т. 3.

2.4. На схемі з'єднати т. 1 і т. 3 та знайти т. 2.

2.5. З точки т.3 провести вертикальний відрізок довжиною $H_2 - H_1$ і знайти положення нерухомого стояка т. 8.

2.6. Через т.8 провести горизонтальну лінію і знайти положення нерухомих стояків т. 5 і т. 10.

3. Побудувати схему розміщення важелів у випадку коли сошник опущений в нижнє положення (гідроциліндр вкорочений) в точках 8, 9, 7 і точках 5, 6, 4. Розміри важелів взяти із вихідних даних згідно варіанту з урахуванням вибраного масштабу.

3.1. Першою потрібно знайти т.9. Для цього в т.10 ставимо ніжку циркуля і радіусом l робимо насічку, а з т.8 радіусом $\delta-9$ також робимо насічку і знаходимо т.9.

Положення точки т.7 визначаємо аналогічно знаходженню т.9.

3.2. Далі потрібно знайти т.4. Для цього в т.2 поставити ніжку циркуля і радіусом 2-4 зробити насічку, а з точки т.5 радіусом 4-5 теж зробити насічку і знайти т.4.

Положення точки т.6 знаходимо аналогічно т.4.

Згідно схеми з'єднати точки 8,9 і 7, а також точки 5, 6 і 4.

3.3. На схемі з'єднати точки 6 і 7.

3.4. Заміряти ланку 6–7 і згідно вибраного масштабу, визначити її дійсну величину і записати в таблицю (див. Додаток 1.9).

4. За відомими розмірами для транспортного положення сошників (вище поверхні поля на величину $H_{тр}$) виконати графічну побудову кінематичної схеми механізму підймання сошників сівалки в такій послідовності:

4.1. Відносно нерухомої т. 3 перевести сошник в положення над поверхнею поля на величину $H_{тр}$. Положення центру сошника т. 1' знаходимо з урахуванням його діаметра.

4.2. Відносно транспортного положення гряділя 1' – 3 перемістити рухомі точки в нові положення 2', 4', 6', 7', і 9'.

4.3. Визначити величину хід штока циліндра S між точками 9 – 9' і записати результат в таблицю додатку 1.9.

4.4. Прикласти сили, які діють на механізм підймання сошників при їх переведенні з робочого положення в транспортне (довжини гряділів переднього і заднього ряду сошників приймаємо рівними):

G – загальна вага сошників, (для варіантів 1–15, $G = 250$ кг, для варіантів 16–30, $G = 280$ кг). При цьому вважаємо, що вектор G прикладений до центра дискового сошника заднього ряду.

F – сила на штоку гідроциліндра.

5. Для вихідного положення (сошники опущені) механізму підймання сошників побудувати план швидкостей, приймаючи при цьому величини швидкостей точок механізму рівними довжинам відповідних ланок (напрямок швидкостей перпендикулярних плечу у точках 7, 9, 6 і 4).

Для цього перенести повернутий на 90° план швидкостей у полюс π , (сумарно кожна рухома точка 7, 9, 6 і 4 повернеться на 180° від вихідного положення) і вектори сил G і F_1 . В полюс π прикласти плече l_{F_1} із силою G , а в точку 9 - напрямом сили F_1 .

6. Скласти рівняння рівноваги плану швидкостей – «важеля Жуковського» і визначити з нього величину невідомої сили F на штоку гідроциліндра. При цьому приймаємо $G = G^* \cdot n$, де G^* - вага одного сошника ($G^* = 10,5$ кг), n - кількість сошників, установлених на сівалці ($n = 24$).

Тоді, умова рівноваги моментів від діючих сил на механізм підймання для вихідного положення (сошники опущені) буде мати вигляд:

$$F_1 \cdot l_{F_1} = G \cdot l'_G$$

З даної рівності знаходимо силу F_1 .

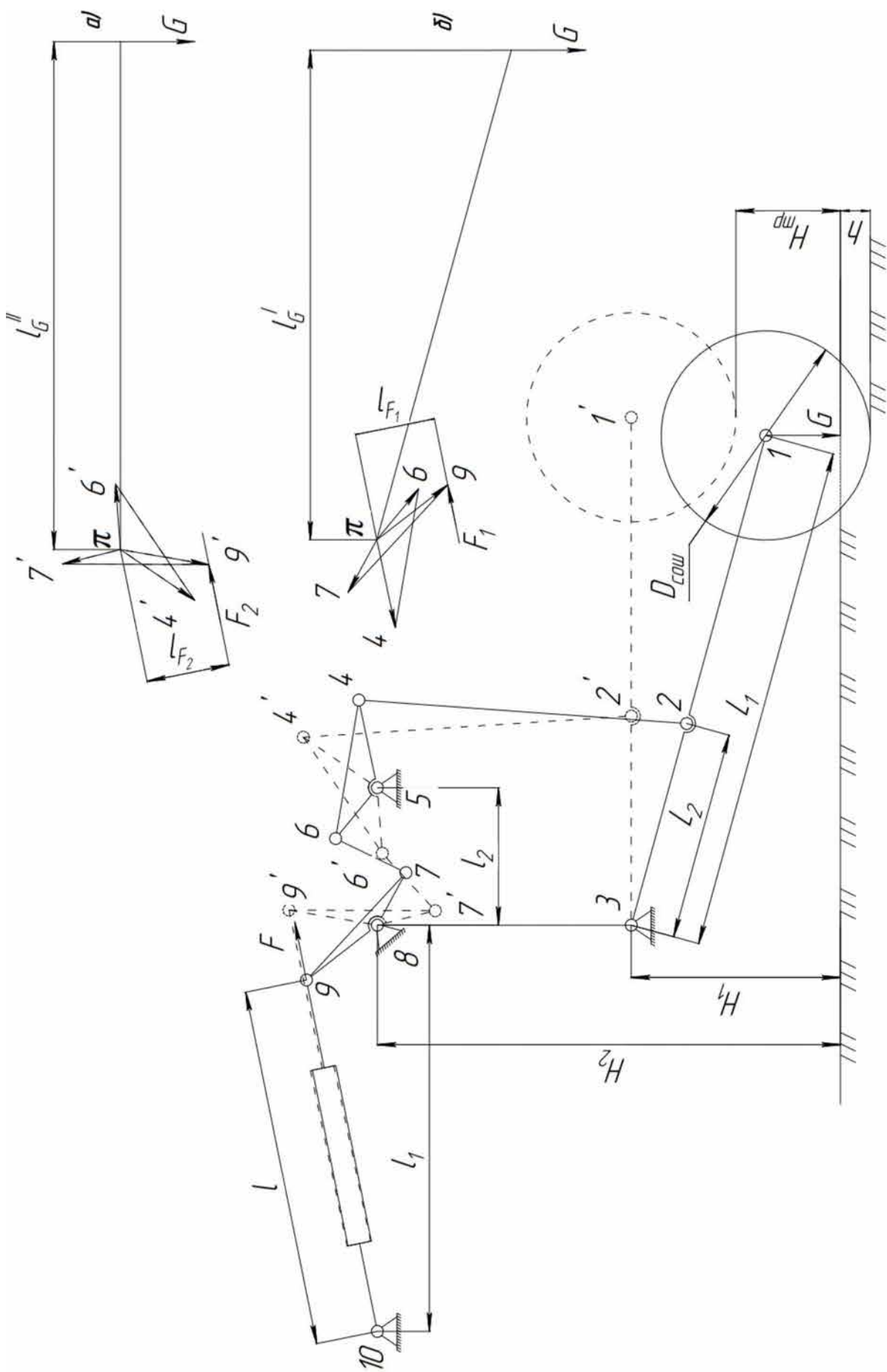


Рис. 1.9.2 Кінематичної схеми механізму підймання сошників сівалки типу СЗ-3,6

7. Відповідно до кінематичної схеми механізму піднімання сошників для транспортного положення виконати згідно пунктів п.4, 5 і 6 аналогічну схему плану швидкостей і визначити сили F_2 на штоку гідроциліндра в транспортному положенні сошників.

$$F_2 \cdot l_{F_2} = G \cdot l'_G$$

З даної рівності знаходимо силу F_2 .

8. Побудувати графік $F = f(S)$, де S – хід штока.

Контрольні запитання

1. Як змінити величину заглиблення сошників у ґрунт?
2. Назвіть метод знаходження величина сили, прикладеної до механізму піднімання сошників
3. В чому полягає суть методу Жуковського?
4. Які сили діють на механізм піднімання сошників?
5. Пояснити рівняння рівноваги плану швидкостей?

Робота № 1.10

АНАЛІЗ РОБОТИ МОТОВИЛА

Мета роботи

Визначити ступінь дії мотовила на хлібну масу аналітично і графічно і пересвідчитись в їх ідентичності.

Теоретичні передумови

Під час роботи мотовила його планки (граблини) почергово входять в хлібостій, відокремлюють певну смугу хлібостою, нахиляють і підводять її до різального апарата, підтримують стебла під час зрізування та укладають зрізану масу на транспортувальний пристрій.

Якість технологічного процесу роботи мотовила в значній мірі залежить від кінематичного режиму його роботи та розміщення ножа різального апарата відносно траєкторії абсолютного руху планки мотовила (або ножа відносно вала мотовила).

Під кінематичним режимом роботи λ розуміють відношення колової швидкості U мотовила до швидкості машини V_M , тобто:

$$\lambda = \frac{U}{V_M} \quad (1.10.1)$$

Як правило, $\lambda = (1,2 \dots 1,8)$. Причому, чим більший λ , тим більша ширина смуги стебел буде підводитись до різального апарата.

Ширина смуги стебел залежить також і від положення ножа відносно вала мотовила.

В цілому кількість смуг та їх ширина, що підводиться до різального апарата за час одного оберту мотовила, визначається ступенем дії η мотовила на хлібну масу з такої залежності:

$$\eta = \frac{Z}{2\pi} \left(\arcsin \frac{1}{\lambda} - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right), \quad (1.10.2)$$

де Z – кількість планок мотовила.

Залежність (1.10.2) використовують у випадку, коли ніж і вал мотовила знаходяться в одній і тій же вертикальній площині (рис. 1.10.1).

Із залежності (1.10.2) видно, що при $\lambda < 1$, ступінь дії η мотовила має від'ємне значення, тобто стебла відштовхуються від різального апарата, а при $\lambda = 1, \eta = 0$, тобто мотовило не виконує технологічного процесу.

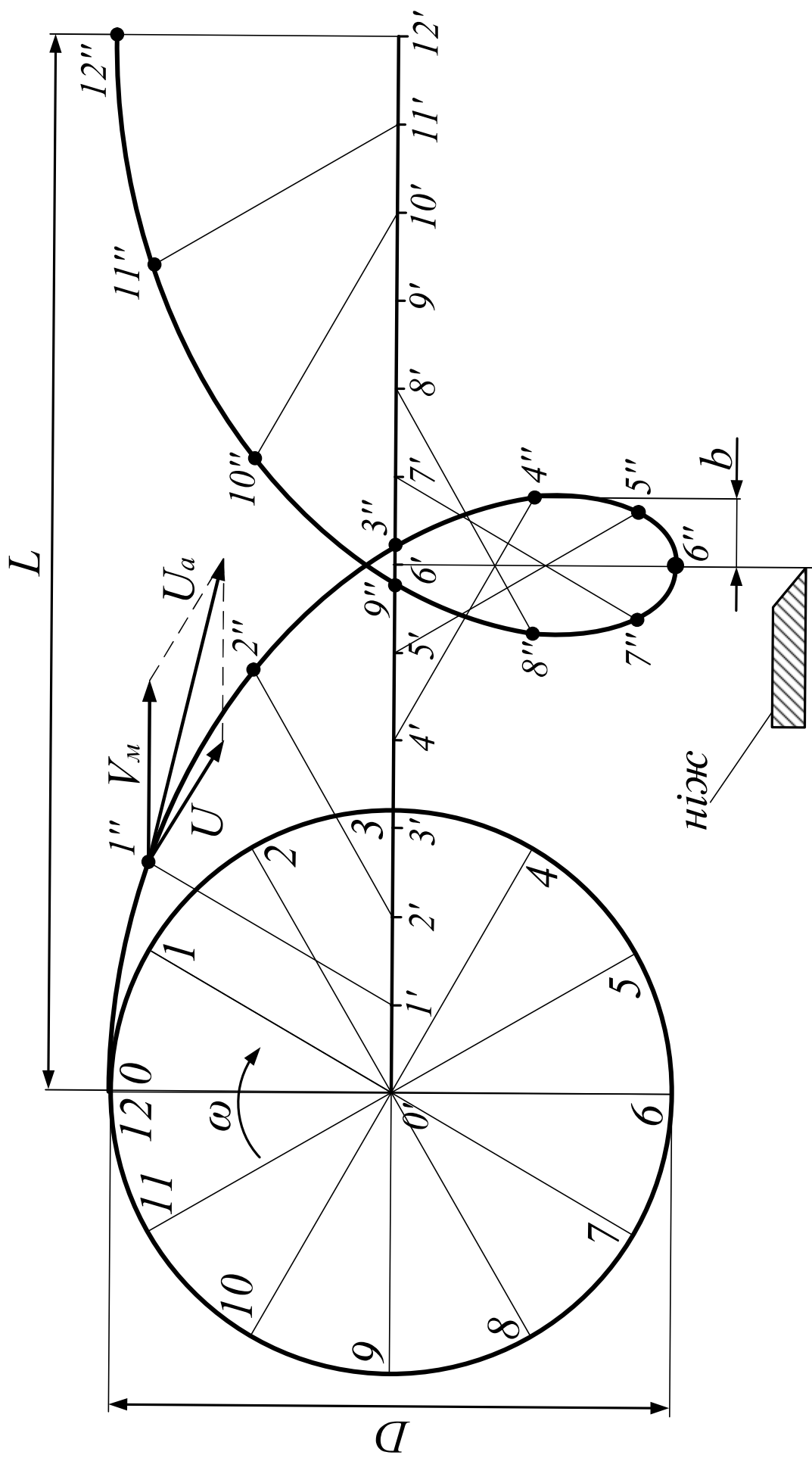


Рис. 1.10.1. Траєкторія абсолютного руху точки планки мотовила

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 10, таблиця 1.10.), відповідно до заданого варіанту.

2. Визначити:

2.1. Колову швидкість планки мотовила за залежністю, м/с:

$$U = \lambda V_M, \quad (1.10.3),$$

де V_M , м/с.

2.2. Частоту обертання вала мотовила, об/хв.:

$$n = \frac{60 U}{\pi D}, \quad (1.10.4)$$

де U , м/с; D , м.

2.3. Шлях, який проходить машина за час одного оберту мотовила, м:

$$L = V_M t = V_M \frac{60}{n}, \quad (1.10.5)$$

де V_M , м/с; n , об/хв.

2.4. Ступінь дії мотовила на хлібну масу (за залежністю 1.10.2).

3. Побудувати траєкторію абсолютного руху точки планки мотовила у вибраному масштабі (наприклад 1:10) в такій послідовності:

3.1. Провести горизонтальну лінію 9–12' (рис. 1.10.1) – (траєкторію руху вала мотовила) та вертикальну лінію 12' – 6. З точки O' перетину цих ліній описати коло діаметром D .

3.2. З точки O' відкласти відрізок дорівнює L . Коло розділити на 12 рівних частин і позначити точки поділу 0, 1, 2, 3 ...12, провівши радіуси $O'-1$, $O'-2$ і т. д. Відрізок L розділити також на 12 рівних між собою частин і позначити точки поділу $1'$, $2'$, $3'$... $12'$.

4. З точок поділу $1'$, $2'$, $3'$... $12'$ провести промені $1' - 1''$, $2' - 2''$, і т. д. паралельно, відповідним радіусам $O'-1$, $O'-2$ і т.д. кола і довжиною $D/2$. Точки $1''$, $2''$ і т. д. визначають траєкторію абсолютного руху будь-якої точки планки мотовила.

Якщо з будь-якої точки цієї траєкторії радіусом, що дорівнює $D/2$, зробити засічку на траєкторії $O'-12'$ руху вала мотовила, то вона вкаже місце знаходження вала в даний момент. Дотична, проведена до траєкторії абсолютного руху планки мотовила, в будь-якій точці, вкаже напрямок абсолютної швидкості U_a планки.

Щоб визначити напрямок і величину U_a , наприклад в точці $1''$, слід до променя $1' - 1''$ в точку $1''$ поставити перпендикулярний відрізок, що дорівнює

коловій швидкості U мотовила (в певному масштабі). З цієї ж точки $1''$ відкласти в напрямку руху машини горизонтальний відрізок, що дорівнює швидкості V_M машини (у такому ж масштабі). Діагональ паралелограма, побудована на векторах V_M і U , визначить напрямок і величину U_a .

Визначити ступінь дії мотовила на хлібну масу:

$$\eta = \frac{Zb}{L}, \quad (1.10.6)$$

де b – ширина смуги стебел, що підводиться до різального апарата у випадку, коли ніж і вал мотовила (точка $6'$) знаходяться на одній вертикальній лінії (рис. 1.10.1).

5. Порівняти значення η визначені за залежностями (1.10.2) і (1.10.6), теоретично вони повинні бути однакові.

Контрольні запитання

1. Чому дорівнює ступінь дії η мотовила на хлібну масу, якщо $\lambda = 1$?
2. Як визначити місце знаходження вала мотовила, якщо розглядати точку на траєкторії, що знаходиться між точками $1''$ і $2''$?
3. Як визначити напрямок і величину U_a в точці, що знаходиться між точками $1''$ і $2''$ траєкторії?
4. Чи зміниться η (зменшиться, збільшиться), якщо ніж розмістити на одній вертикалі з точкою $7''$, тобто вал мотовила буде знаходитись в точці $7'$?
5. В якому випадку укладання зрізаної маси буде більш ефективним, коли ніж буде розміщений на одній вертикалі з точкою $6''$ чи $7''$?

Робота № 1.11

АНАЛІЗ РОБОТИ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦОВОГО ТИПУ

Мета роботи

Встановити графічним методом характер зміни висоти стерні та швидкості ножа різального апарата сегментно-пальцевого типу від його переміщення.

Теоретичні передумови

Під час роботи різального апарата, коли ніж рухається вправо (рис. 1.11.1, *a*), стебла, що знаходиться біля кромки правого вкладиша будуть зрізані без відхилення і висота стерні H дорівнюватиме висоті встановлення h ножа над поверхнею поля.

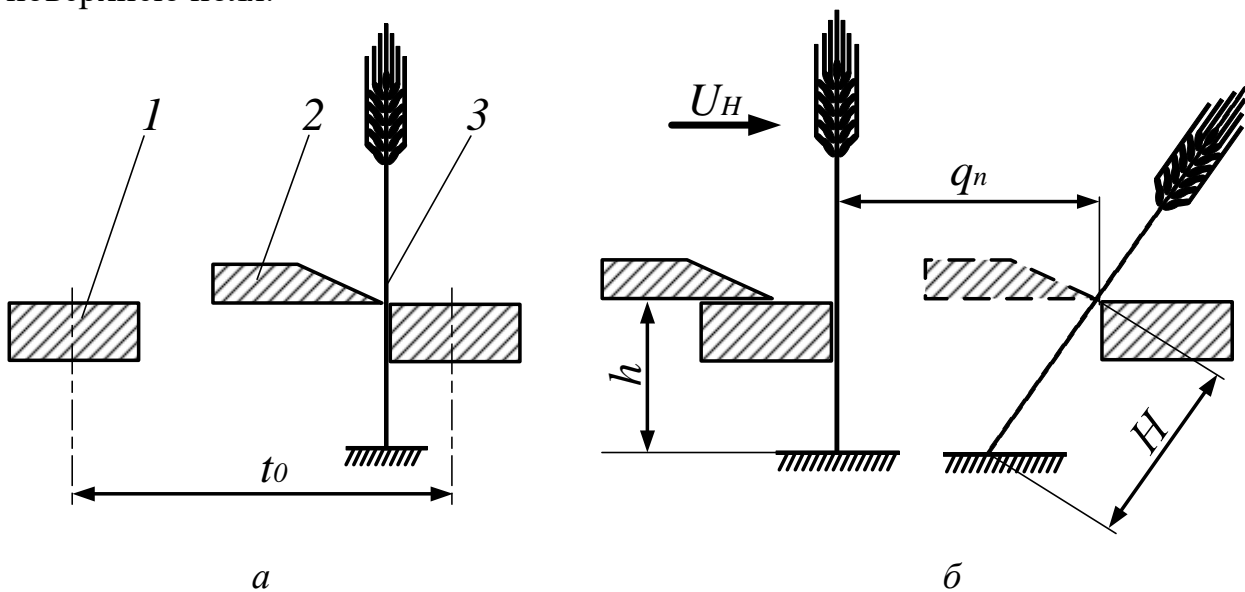


Рис. 1.11.1. Визначення висоти стерні:

a – без відхилення стебла; *b* – з відхиленням стебла; 1 – вкладиш; 2 – ніж; 3 – стебло

Стебло, що знаходиться біля лівого вкладиша (рис. 1.11.1, *b*), під дією ножа відхилиться на величину q_n і буде зрізане біля правого вкладиша. В цьому випадку висота H стерні дорівнюватиме:

$$H = \sqrt{h^2 + q_n^2} \quad (1.11.1)$$

У зв'язку з тим, що ніж рухається зворотно-поступально і переміщується разом з машиною в напрямку швидкості V_M руху машини, стебла будуть відхилятися як в поперечному, так і в поздовжньому напрямках. Величина відхилення залежить від кроку t_0 пальців, подачі L та місцезнаходження стебла в проміжку між кромками вкладишів. В результаті цього висота стерні буде нерівномірною.

Швидкість ножа U_H (будь-якої точки різальної кромки сегмента), що залежить від кута повороту ωt кривошипа, визначають із залежності:

$$U_H = \omega r \sin \omega t, \quad (1.11.2)$$

де ω – кутова швидкість кривошипа;
 r – радіус кривошипа.

Беручи до уваги, що

$$r \sin \omega t = y, \quad (1.11.3)$$

де y – ордината від осі x до кола радіусом r (рис. 1.11.2)

то швидкість ножа від переміщення буде дорівнювати:

$$U_H = \omega y. \quad (1.11.3, a)$$

Із залежностей (1.11.2) і (1.11.3) витікає, що швидкості будь-яких точок різальної кромки сегмента будуть не однакові.

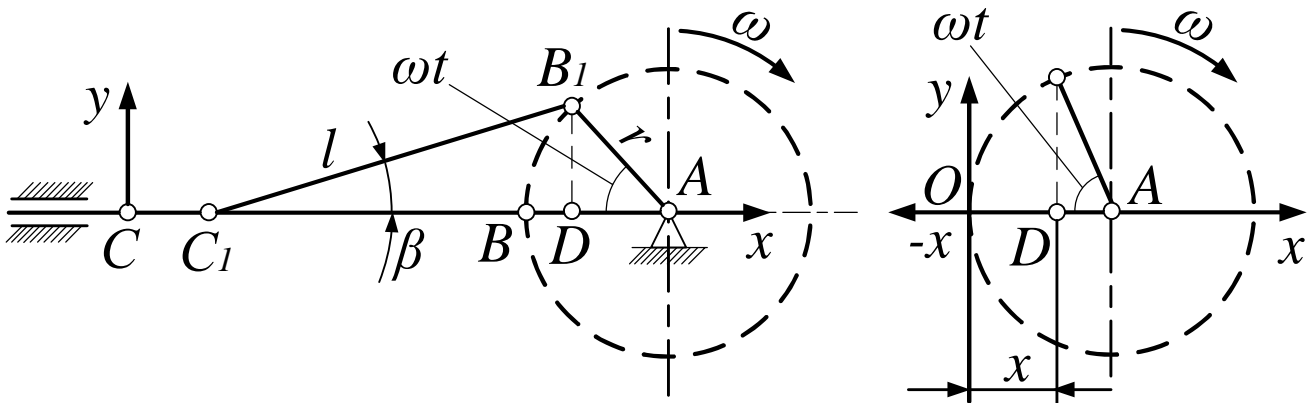


Рис. 1.11.2. Схеми до визначення переміщення ножа з аксіально-повзунним механізмом привода

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 11, таблиця 1.11), відповідно до заданого варіанту. Накреслити в масштабі (наприклад 1:2) сегмент і вкладиш (рис. 1.11.3). Для всіх варіантів прийняти значення кроку пальців t_0 , кроку сегментів t і ходу S ножа, що дорівнюють 76,2 мм. При цьому, слід мати на увазі, що $S = 2r$, де r – радіус кривошипа ($r = 38,1$ мм), тобто:

$$t_0 = t = S = 2r. \quad (1.11.4)$$

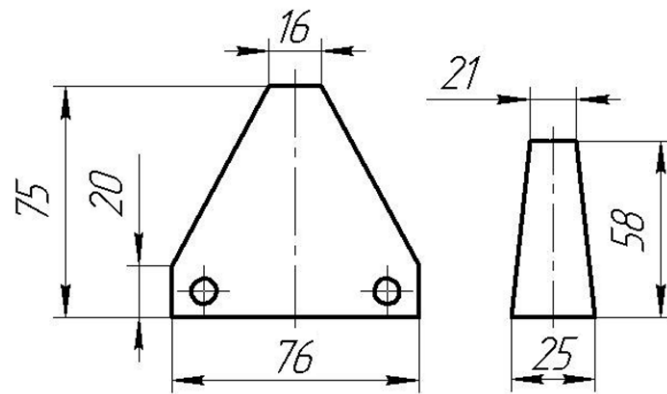


Рис. 1.11.3. Розміри сегмента і вкладиша

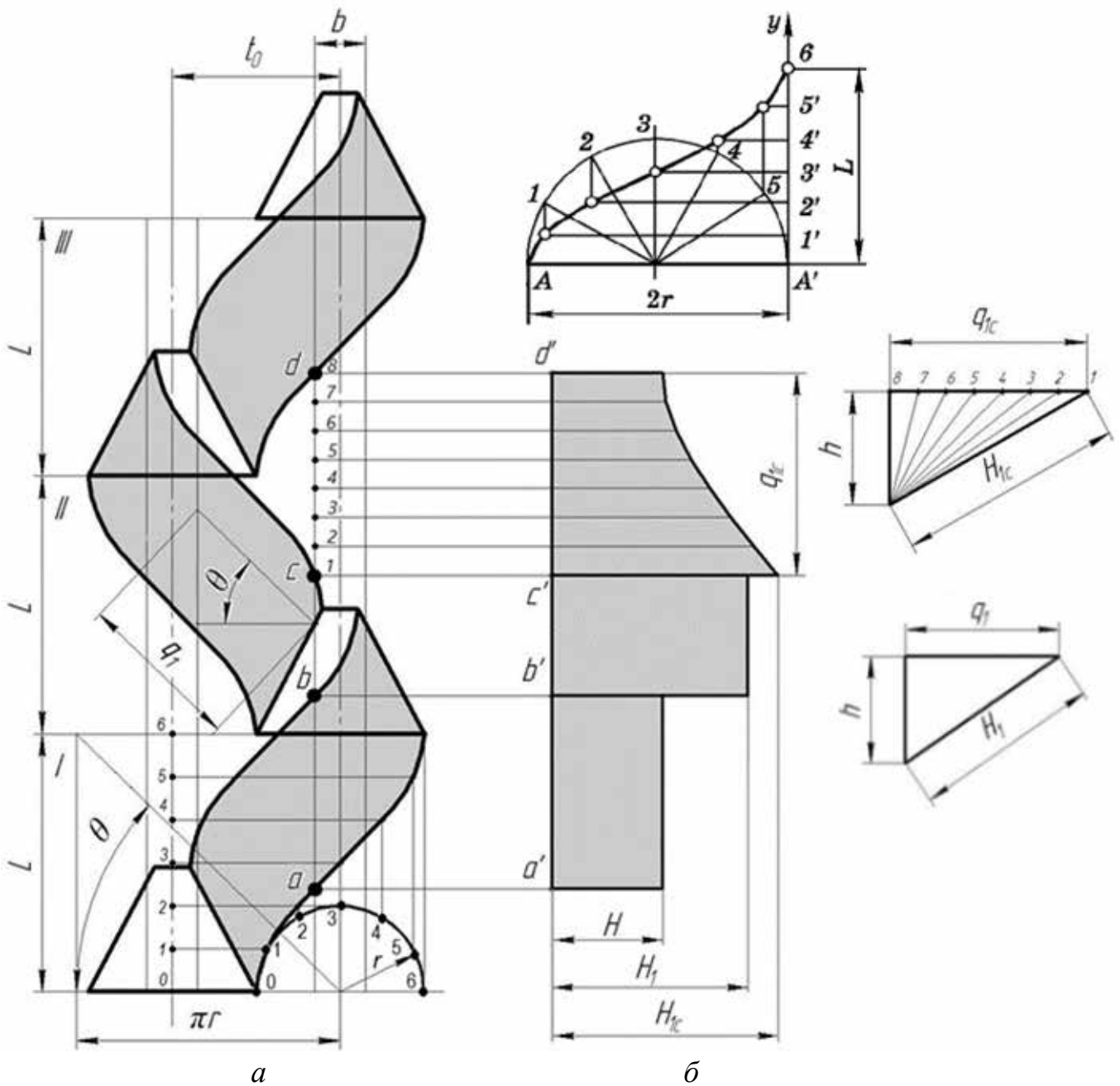


Рис. 1.11.4. Графік абсолютної траєкторії різальної кромки ножа (а) та зміни висоти стерні (б) при роботі різального апарата сегментно-пальцевого типу.

2. Визначити:

2.1. Подачу, тобто шлях, який проходить машина за час одного півоберту кривошипа, м:

$$L = V_M t = V_M \frac{30}{n} = V_M \frac{\pi}{\omega} \quad (1.11.5)$$

де V_M , м/с; ω , 1/с; n , об/хв., $n = \frac{30\omega}{\pi}$.

2.2. Максимальну швидкість ножа, м/с:

$$U_{H \max} = \omega r \quad (1.11.6)$$

де ω , 1/с; r , м.

2.3. Середню швидкість ножа, м/с:

$$U_{\text{сер}} = S/t \quad (1.11.7)$$

де S – хід ножа, м;

t – час одного півоберту кривошипа, с.

$$t = \frac{30}{n} = \frac{\pi}{\omega}$$

3. Побудувати траєкторію абсолютного руху точок різальних кромок сегмента у вибраному масштабі, наприклад 1:2, у такій послідовності:

3.1. Провести горизонтальну лінію 0–6 (рис. 1.11.4, а) і на відстані L одна від одної провести ще три таких лінії.

3.2. На відстані t_0 шириною b ($b = \frac{21+25}{2}$) провести сліди кромок суміжних вкладишів.

3.3. На першій горизонтальній лінії побудувати робочу частину сегмента, згідно розмірів наведених на рис. 1.11.3, (висота 55 мм, нижня основа 76 мм і верхня основа 16 мм) та описати півколо радіусом r .

Такі ж робочі частини сегментів побудувати в положеннях *I*, *II* і *III*.

3.4. Розділити L на шість рівних між собою частин 0–1; 1–2 ... 5–6 і через точки поділу 1, 2 і т.д. провести горизонтальні лінії.

Півколо радіусом r розділити також на шість рівних частин і через точки поділу провести вертикальні лінії.

Точки перетину горизонтальних і вертикальних ліній визначають траєкторію абсолютного руху нижньої точки правої кромки сегмента.

Для верхньої точки сегмента в положеннях *I* і *III* та нижньої в положенні *III* траєкторії будуть ідентичні.

В положенні *II* ці траєкторії будуть мати дзеркальне відображення.

4. Побудувати графік зміни висоти стерні для трьох випадків:

– відхилення стебел відсутнє, висота стерні H дорівнює висоті встановлення ножа h (рис.1.11.4, б);

- при поперечному відхиленні q_1 , (висота стерні дорівнює H_1);
- при поздовжньому відхиленні q_2 (висота стерні для стебла l , що знаходиться в точці c дорівнює H_{1c} при відхиленні дорівнює q_{1c}), в такій послідовності:

4.1. Позначити точки a, b, c, d перетину траєкторії з лівою кромкою правого вкладиша. При цьому розглядати рядок стебел, що знаходиться саме біля цієї кромки. Провести вертикальну лінію $a' - d'$ (рівень поля) і спроектувати точки a, b, c, d на неї. Отримаємо точки a', b', c', d' (рис. 1.11.4, б).

4.2. Визначити кут θ нахилу дотичної до траєкторії в місці перегину графічно (із умови $L = \pi r \operatorname{tg}\theta$), тобто з центра півкола радіусом r (рис. 1.11.4, а) відкласти відрізок дорівнює πr , а по вертикалі $-L$.

4.3. Побудувати графік зміни висоти стерні:

- на ділянці $a'b'$ (рис. 1.11.4, б) висота стерні H дорівнює висоті встановлення h (відхилення стебел відсутнє);

- на ділянці $b'c'$ висота H_1 стерні дорівнює гіпотенузі прямокутного трикутника з катетами h і q_1 (рис.1.11.4, б), де q_1 – відхилення стебел поперечне (див. рис.1.11.4, а);

- на ділянці $c'd'$ висота стерні H_{1c} для стебла l , що знаходиться в точці C дорівнює гіпотенузі прямокутного трикутника з катетом h (висота встановлення ножа) і катетом q_{1c} , що дорівнює відрізку $l-8$ (рис. 1.11.4, б) - відхилення стебла поздовжнє q_2 . Для стебла, що знаходиться в точці 5 на відрізку $c - d$ (рис. 1.11.4, а), який дорівнює відрізку $5-8$ (рис. 1.11.4, б), висота встановлення ножа $- h$. Довжина стерні H_5 буде дорівнювати гіпотенузі прямокутника з катетами дорівнює h і $5-8$ і т.д.

5. Побудувати графік зміни швидкості П-К (рис. 1.11.5) точок різальної кромки сегмента залежно від переміщення сегмента та визначити швидкості початку різання $U_{\text{нп}} = Y_{\text{п}}$ і кінця різання $U_{\text{нк}} = Y_{\text{к}}$ в такій послідовності:

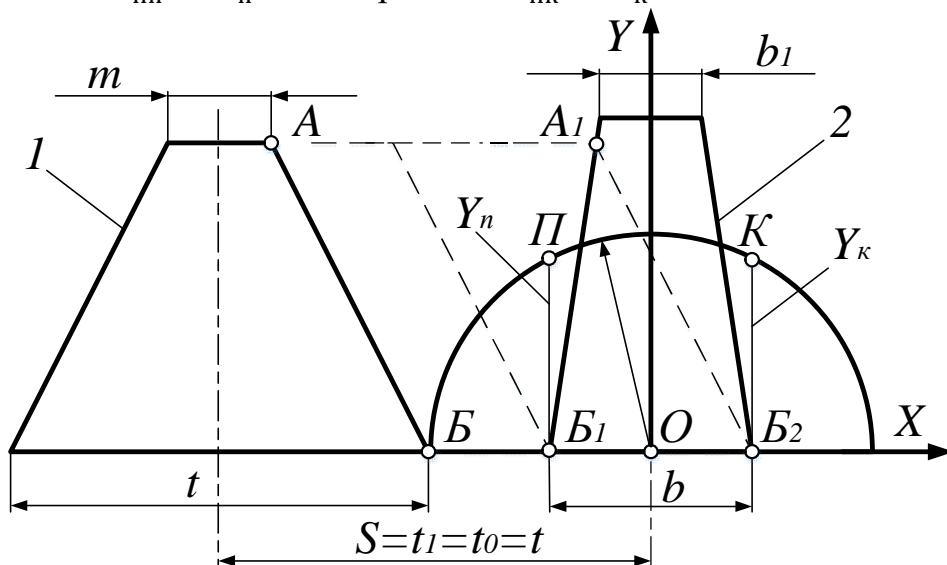


Рис. 1.11.5. Схема до визначення швидкостей початку і кінця різання для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа:

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

5.1 Накреслити сегмент I (рис. 1.11.5) і вкладиш 2 та описати півколо радіусом r (в масштабі 1:2).

5.2. Змістити сегмент в напрямку осі x до зіткнення його точки B з точкою B_1 кромки вкладиша. Ордината $B_1P = Y_P$ і відповідає швидкості U_{HP} початку різання.

5.3. Змістити сегмент в напрямку осі x до зіткнення його точки A з точкою A_1 кромки вкладиша. Провести лінію A_1B_2 паралельну AB і з точки B_2 провести перпендикуляр до перетину з півколом. Ордината $B_2K = Y_K$ відповідає швидкості U_{HK} кінця різання (Точка B_2 співпала з кромкою вкладиша випадково. Вона може бути в будь – якому проміжку r).

Ординати від осі x до дуги $P-K$ – це і є швидкості точок різальної кромки сегмента, що знаходяться в проміжку між точками A і B .

5.4. Визначити величину U_{HP} і U_{HK} з таких умов: максимальна швидкість ножа $U_{Hmax} = \omega r$, наприклад, дорівнює 3 м/с. На рис. 1.11.4 $U_{Hmax} = r$ (наприклад, дорівнює 19 мм), ордината $Y_P = 15$ мм.

Тоді з пропорції:

$$\frac{3\text{м/с}-19\text{мм}}{U_{HP}-15\text{мм}} \rightarrow U_{HP} = \frac{3 \cdot 15}{19}, \text{ м/с.}$$

Аналогічно визначають і U_{HK} .

Контрольні запитання

1. Чим обумовлено застосування різальних апаратів, у яких крок пальців $t_0 < 76,2$ мм, тобто різальних апаратів низького і середнього різання?

2. Чи збільшиться нерівномірність висоти стерні при збільшенні подачі? Чому?

3. Біля якої кромки вкладиша буде зрізане стебло, що знаходиться на ділянці $b-c$ на відстані $t_0/2$ (рис. 1.11.4 a)? Чому дорівнюватиме при цьому відхилення стебла?

4. Вкажіть яка точка кромки сегмента буде мати найбільшу швидкість?

5. Яка швидкість точки кромки сегмента, що знаходиться посередині між точками A і B (рис. 1.11.5)?

Робота № 1.12

АНАЛІЗ РОБОТИ РОТАЦІЙНОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА З ВЕРТИКАЛЬНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ

Мета роботи

Побудувати графоаналітичним способом траєкторію абсолютного руху крайніх точок робочих частин суміжних ножів ротаційного різального апарата та пересвідчитись у відсутності огріхів і наявності пробігу ножів над стернею.

Теоретичні передумови

Під час роботи ротаційного різального апарата ножі 1 і 2 (рис. 1.12.1) зрізують ділянки (заштриховані), ширина яких дорівнює робочій довжині кожного з ножів: ab - довжина робочої частини ножа 1; cd - довжина робочої частини ножа 2, ($ab = cd$).

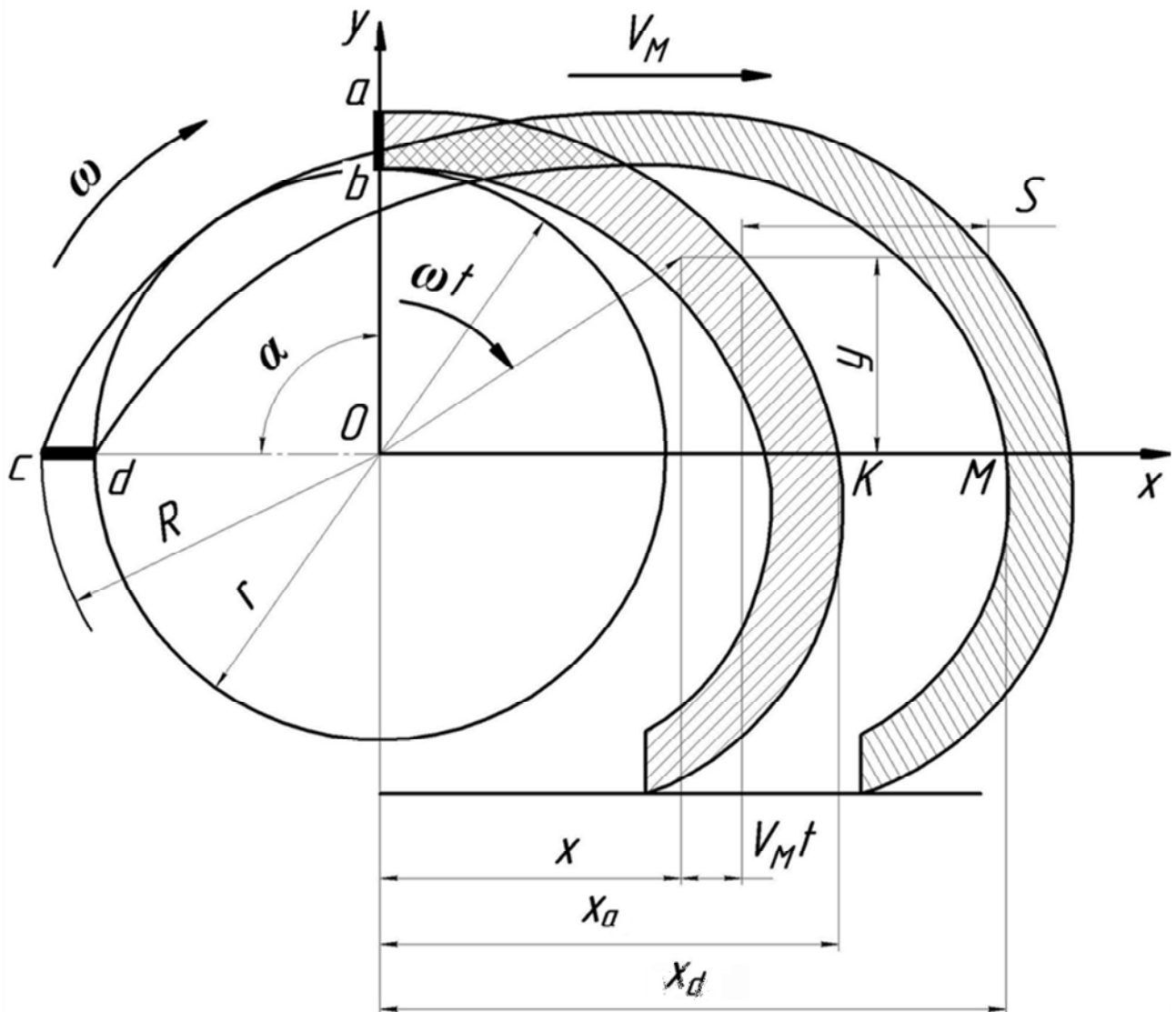


Рис. 1.12.1. Траєкторії абсолютного руху точок ножів ротаційного різального апарата (небажані)

Рівняння руху для точок a і b ножа 1 мають такий вигляд:

$$X_a = R \sin \omega t + V_M t \quad (1.12.1)$$

$$X_b = r \sin \omega t + V_M t, \quad (1.12.2)$$

$$Y_a = R \cos \omega t, \quad (1.12.3)$$

$$Y_b = r \cos \omega t, \quad (1.12.4)$$

де R - радіус ротора по кінцевих точках ножів;

ωt - кут повороту ножа;

V_M - швидкість машини;

t - час повороту ножа на кут ωt ;

r - радіус ротора по крайніх нижніх точках ножів.

Рівняння руху для точок c і d ножа 2 мають такий вигляд:

$$X_c = R \sin(\omega t - \alpha) + V_M t, \quad (1.12.5)$$

$$X_d = r \sin(\omega t - \alpha) + V_M t, \quad (1.12.6)$$

$$Y_c = R \cos(\omega t - \alpha), \quad (1.12.7)$$

$$Y_d = r \cos(\omega t - \alpha), \quad (1.12.8)$$

де α - кут між суміжними ножами,

$$\alpha = \frac{2\pi}{m}, \quad (1.12.9)$$

де m - кількість ножів на роторі.

На ділянці, обмеженій трохойдою точки d ножа 2 і трохойдою точки a ножа 1 , рослини не будуть зрізані (огріх), тобто такі траєкторії точок ножів не бажані. З метою уникання огріхів необхідно виконання умови (див. рис. 1.12.1),

$$X_a = X_d \text{ або } KM = 0, \quad (1.12.10)$$

тобто, коли траєкторії точки a ножа 1 і точки d ножа 2 перетнуть вісь OX і відстань між цими траєкторіями $KM = 0$ (рис. 1.12.2).

Підставивши значення X_a з рівняння (1.12.1) і X_d з рівняння (1.12.6) в рівняння (1.12.10), отримаємо:

$$m = \frac{2\pi V_M}{\omega l}, \quad (1.12.11)$$

де l – довжина робочої частини ножа ($l = 40 \dots 60$ мм);
 ω - кутова швидкість ротора, 1/с.

Кутова швидкість ротора із умови безпідпiрного рiзання рослин буде дорiвнювати, 1/с:

$$\omega = \frac{V_p + V_M}{R}, \quad (1.12.12)$$

де V_p – швидкість безпідпiрного рiзання, м/с, яку визначають експериментально,
 V_M , м/с; R , м.

Таким чином, огрiхiв не буде, якщо будуть виконанi умови (1.12.12 i 1.12.11).

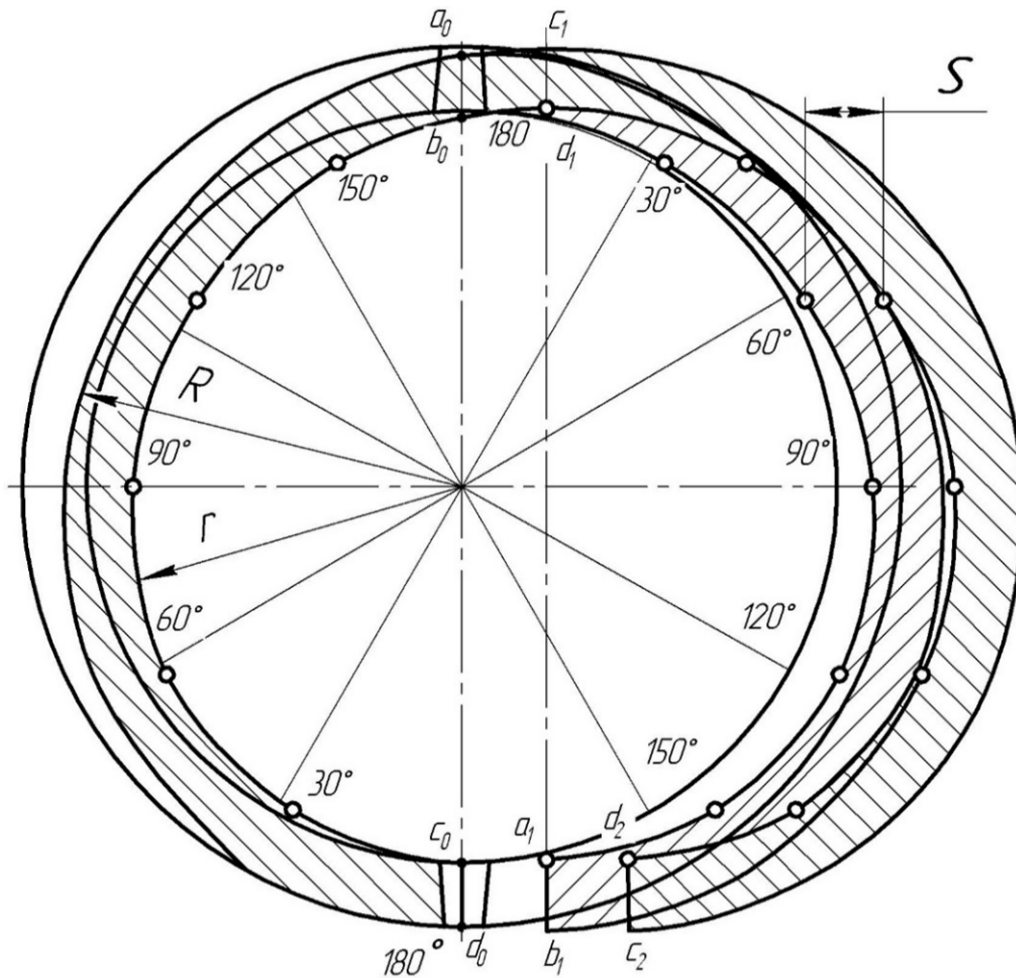


Рис. 1.12.2. Траєкторії абсолютного руху точок ножів ротаційного різального апарата (бажані)

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 12, таблиця 1.12), відповідно до заданого варіанту.
2. Визначити:
 - 2.1. Кутову швидкість ротора за залежністю (1.12.12);

2.2. Кількість ножів на роторі із залежності (1.12.11).

3. Накреслити в певному масштабі ротор згідно заданих розмірів і розрахунків.

4. Накреслити ножі у вигляді прямих ліній ab і cd (див. рис. 1.12.1).

5. Визначити координати X і Y точки ножа l (див. рис. 1.12.1) при куті повороту ножа від $\omega t = 0$ до $\omega t = \pi$ з інтервалом через кожні $\omega t = \frac{\pi}{6}$ за рівняннями (1.12.1 і 1.12.3), тобто:

$$X_a = R \sin \omega t + V_m t; \quad Y_a = R \cos \omega t.$$

$$\omega t = \frac{\pi}{6} \rightarrow t = \frac{\pi}{6\omega}; \quad \omega t = \frac{\pi}{2} \rightarrow t = \frac{\pi}{2\omega}; \text{ і т. д.}$$

Результати обчислень записати в таблицю 1.12.1.

6. Визначити координати X і Y точки b ножа l за рівняннями (1.12.2 і 1.12.4), тобто:

$$X_b = r \sin \omega t + V_m t; \quad Y_b = r \cos \omega t.$$

при значеннях ωt , як вказано у пункті 5 і результати записати в табл. 1.12.1.

7. Визначити координати X і Y точок c і d ножа 2, аналогічно, як і для ножа l , використовуючи рівняння (1.12.5; 1.12.6; 1.12.7; 1.12.8). Результати занести в таблицю 1.12.1.

Координати точок c і d ножа 2 можна визначити і графоаналітичним способом, а саме:

- визначити шлях, який проходить машина за один оберт ротора за залежністю m ,

$$L = V_m t,$$

де V_m – м/с; t – с; $\omega t = 2\pi$; $t = \frac{2\pi}{\omega}$;

– визначити подачу на ніж m ,

$$S = \frac{L}{m}$$

– на рисунку змістити траєкторії точок a і b на величину S (див. рис. 1.12.1 і 1.12.2), тобто аналогічно, як і для роботи фрези (див. лабораторна робота № 1.7)

8. За розрахованими координатами X і Y точок ножів l і 2 побудувати траєкторії.

9. Проаналізувати траєкторії стосовно огріхів і наявності пробігу ножів над стернею.

Координати кінцевих точок ножа до побудови траєкторії їх абсолютного руху

Положення ножа	Кут поворот у ножа ωt , рад	Час поворот у ножа t , с	Координати точок							
			ніж ab				ніж cd			
			X_a	Y_a	X_b	Y_b	X_c	Y_c	X_d	Y_d
0	0	0								
1	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{6\omega}$								
2	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{3\omega}$								
3	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{2\omega}$								
4	$\frac{2\pi}{3}$	$\frac{2\pi}{3\omega}$								
5	$\frac{5\pi}{6}$	$\frac{5\pi}{6\omega}$								
6	π	$\frac{\pi}{\omega}$								

Контрольні запитання

1. Через який час траєкторія точки a ножа 1 (рис. 1.12.1) перетне вісь x ?
2. Через який час траєкторія точки d ножа 2 (рис. 1.12.1) перетне вісь x ?
3. Чи поліпшиться якість технологічного процесу, якщо кількість ножів прийняти більше розрахункової?
4. Чи можлива імовірність виникнення огріхів при збільшенні швидкості машини, при сталій частоті обертання ротора?
5. Якщо розрахункова кількість ножів дорівнює одиниці, то чи доцільно приймати два ножі?

Робота № 1.13

АНАЛІЗ РОБОТИ ПАЛЬЦЬОВОГО МЕХАНІЗМУ З ЖОРСТКИМИ ПАЛЬЦЯМИ, ЩО ХОВАЮТЬСЯ

Мета роботи

Побудувати графіки залежності швидкості пальця від кута повороту барабана при різних співвідношеннях параметрів колінчастої осі і радіуса барабана. Вибрати оптимальне положення колінчастої осі механізму залежно від його призначення.

Теоретичні передумови

Механізм з жорсткими пальцями, що ховаються під час обертання барабана, широко використовують в пальцевих механізмах шнеків жаток зернозбиральних комбайнів, (рис. 1.13.1), підбирачах трести тощо.

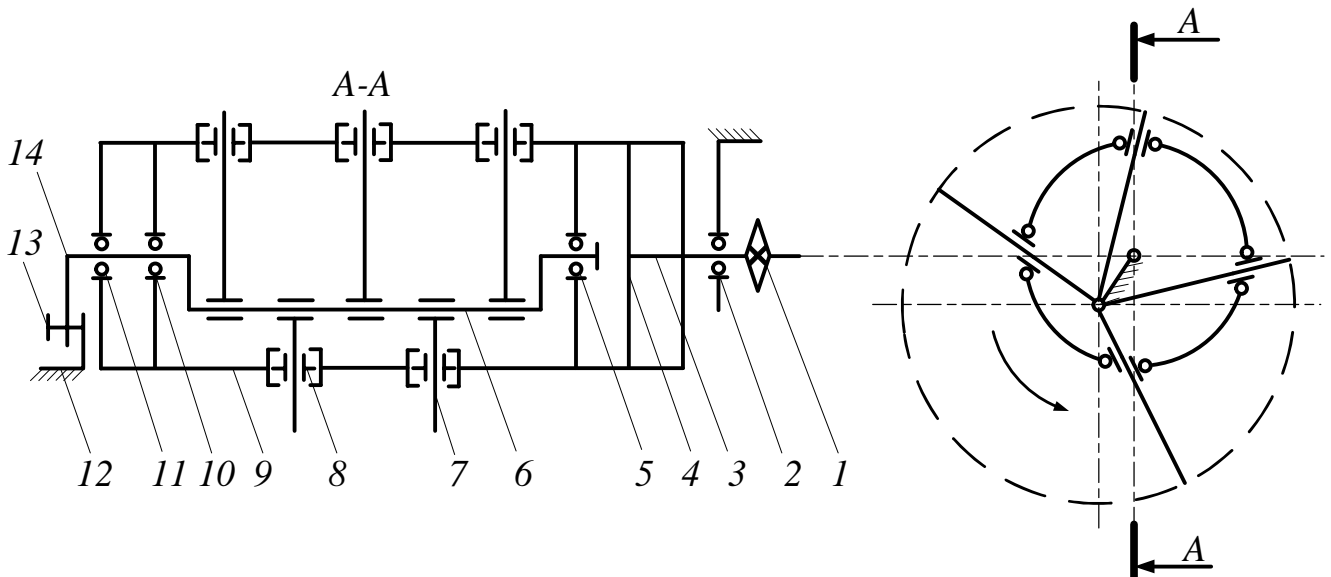


Рис. 1.13.1. Схема бітера проставки:

1 – приводна зірочка; 2, 5, 10, 11 – підшипники кочення; 3 – цапфа; 4 – диск; 6 – колінчаста вісь; 7 – палець; 8 – вічко; 9 – барабан; 12 – боковина корпуса проставки; 13 – болт фіксації рукоятки; 14 – рукоятка

Крім цього, такий механізм може бути використаний в різальних апаратах (рис. 1.13.2) ротаційних косарок, як такий, що усуває повторне перерізання зрізаних стебел в період холостого ходу ножів і підвищує ефект різання з ковзанням.

Такий механізм можна представити у вигляді кінематичної схеми, як показано на рис. 1.13.3.

Із рис. 1.13.3 видно, що функціональна залежність між кутом повороту φ пальця і кутом повороту барабана α має такий вигляд:

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + K}, \quad (1.13.1)$$

де $K = e/r$, (див. рис. 1.13.3).

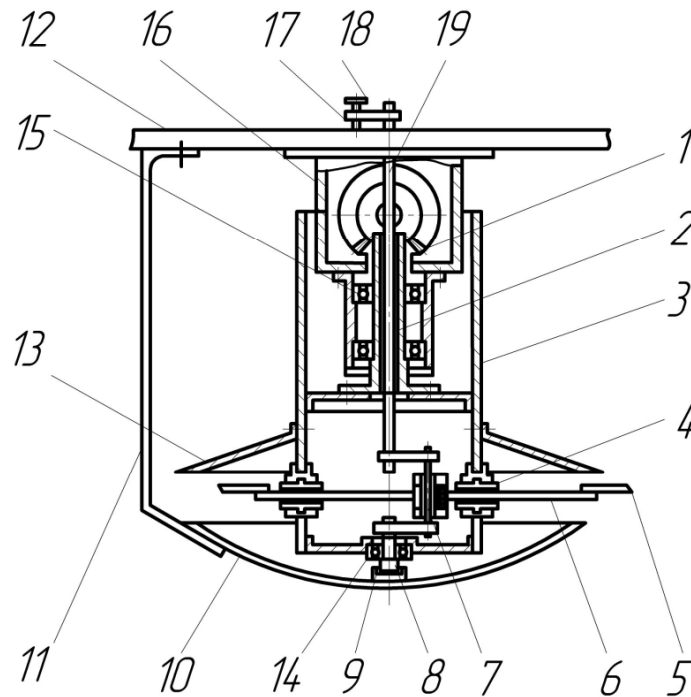


Рис. 1.13.2. Різальний апарат ротаційного типу:

1 – конічне зубчасте колесо; 2 – трубчастий вал; 3 – барабан; 4 – повзун; 5 – ніж; 6 – тримач ножа; 7 – колінчаста вісь; 8 – цапфа; 9 – підп’ятник; 10 – сферичний диск; 11 – планка; 12 – рама косарки; 13 – конічний диск; 14, 15 – підшипники; 16 – корпус редуктора; 17 – рукоятка; 18 – фіксатор; 19 – цапфа колінчастої осі

Так, як

$$d\varphi = \varphi'(\alpha)d\alpha \quad (1.13.2)$$

Розділивши ліву і праву частину рівняння (1.13.2) на ωt отримаємо:

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{1 + K \cos \alpha}{1 + 2K \cos \alpha + K^2}, \quad (1.13.3)$$

де ω_3 – кутова швидкість пальця;
 ω_1 – кутова швидкість барабана.

Знаючи довжину пальця ($O_1C = R$), можна визначити лінійну швидкість кінцевої точки C пальця, тобто:

$$V_C = \omega_3 R \quad (1.13.4)$$

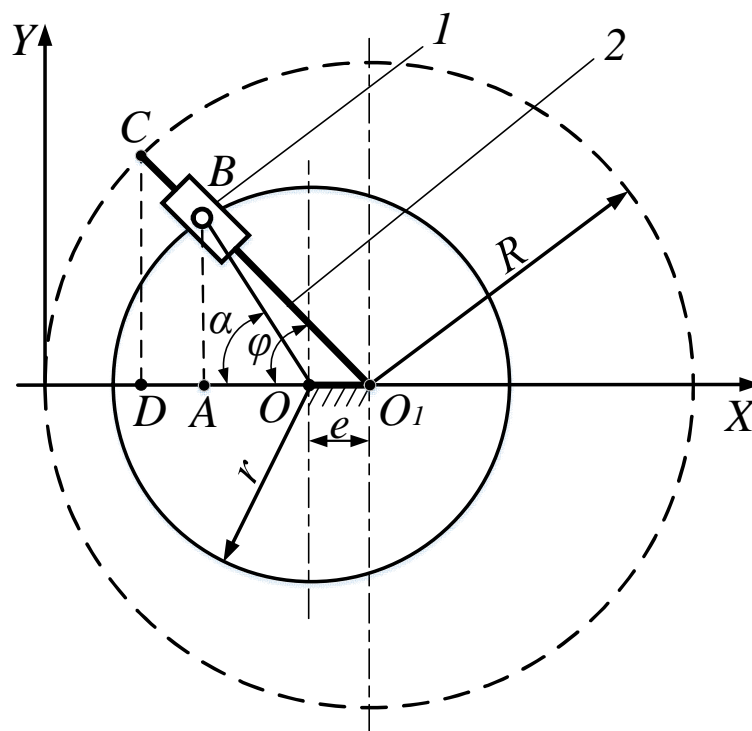


Рис. 1.13.3. Кінематична схема пальцевого механізму з жорсткими пальцями, що ховаються:

e – величина ексцентриситету; r – радіус барабана; 1 – палець; 2 – вічко

На рис. 1.13.4 наведені графіки залежності цієї точки при певних співвідношеннях e/r .

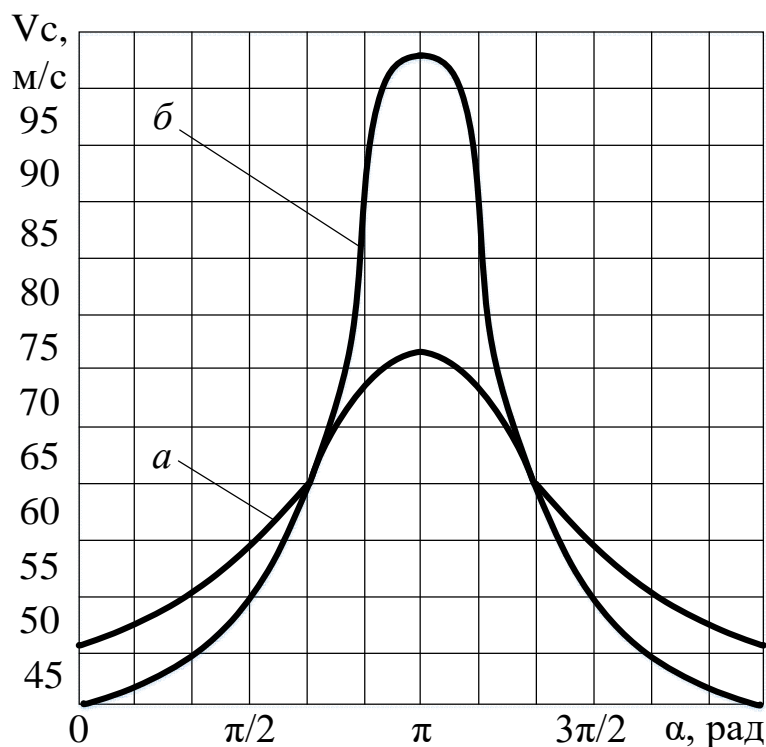


Рис. 1.13.4. Графіки залежності лінійної швидкості кінцевої точки пальця від кута повороту барабана, при $R = 0,3$ м; $\omega_1 = 209$ с⁻¹:

$a - K = e/r = 0,05$ м/0,25 м = 0,2; $b - K = e/r = 0,05$ м/0,125 м = 0,4

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 13, таблиця 1.13), відповідно до заданого варіанту.
2. Зарисувати кінематичну схему пальцевого механізму (див. рис. 1.13.3) в певному масштабі.
3. За залежностями (1.13.3) і (1.13.4) визначити, відповідно, кутову і лінійну швидкості пальця через кожні $\frac{\pi}{6}$ значення кута повороту барабана α . Результати обчислень записати в табл. 1.13.2.
4. За даними табл. 1.13.2 побудувати графік залежності лінійної швидкості кінцевої точки пальця від кута повороту барабана.

Таблиця 1.13.2

Залежність кутової та лінійної швидкостей пальця від кута повороту барабана при $\omega_1, 1/\text{с}; r, \text{мм}; e, \text{мм}; R, \text{мм}$.

Кут повороту барабана α , град.	Кутова швидкість пальця $\omega_3, 1/\text{с}$.	Лінійна швидкість пальця $V_C, \text{м/с}$.
30		
60		
90		
...		
360		

Контрольні запитання

1. Завдяки яким параметрам можна змінити кутову швидкість пальця?
2. Чи можна збільшити лінійну швидкість пальця, не змінюючи його довжину і частоту обертання барабана?
3. Яка доцільність застосування механізму з пальцями (ножами), що ховаються в ротаційних різальних апаратах?
4. Яка доцільність застосування механізму з пальцями, що ховаються в шнеках комбайнових жатках?
5. При якому куті повороту барабана кутова швидкість пальця буде найбільшою?

Робота № 1.14

ПОБУДОВА РОЗГОРТКИ ЗУБОВОГО МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА

Мета роботи

Побудувати розгортку зубового барабана і перевірити правильність теоретичних розрахунків.

Теоретичні передумови

Під час роботи зубового барабана хлібна маса надходить в зазори між зубами барабана і підбарабанням. Якість обмолоту зерна залежить від регулювання молотильних зазорів та частоти обертання барабана. Крім цього інтенсивність обмолоту буде залежати і від кількості зубів барабана, що проходять по одному і тому ж сліду. Останнє передбачається при розрахунку і проектуванні молотильного апарата.

Розгортка зубового барабана (рис. 1.14.1) являє собою зубове поле, подібне зубовій бороні типу «Зигзаг». Відмінність лише в тому, що при проектуванні зубового поля для барабана приймають повний крок багатогодового гвинта, а для борони – не повний. В результаті цього в бороні кожний зуб робить тільки один слід (з метою уникнення розпилення ґрунту), а в барабані по одному і тому ж сліду проходить декілька зубів, що залежить від кількості ходів гвинта.

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 14, таблиця 1.14.), відповідно до заданого варіанту.

2. Визначити:

2.1. Кількість зубів барабана:

$$Z = \frac{q}{\mu}, \quad (1.14.1)$$

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

μ – питоме навантаження на один зуб, кг/с; $\mu = 0,025 \dots 0,035$ кг/с на зуб.

Менші значення μ приймають при обмолоті довгосоломистої маси, більші – короткосоломистої. Кількість зубів повинна бути кратною числу заходів гвинта K .

В свою чергу кількість планок M також має бути кратною K .

2.2. Кількість планок на барабані $M = 6, 8, 10, 12$ (приймають); $K = 3, 4, 5, 6$ (приймають).

2.3. Відстань між крайніми слідами зубів, мм:

$$l_1 = \left(\frac{Z}{K} - 1 \right) a_k, \quad (1.14.2)$$

де a_k – відстань між сусідніми слідами зубів; $a_k=27,5...28$ мм (якщо зуби саблевидні), $a_k=42...44$ мм (якщо зуби клиновидні).

2.4. Довжина планки барабана, мм:

$$l = l_1 + 2\Delta l, \quad (1.14.3)$$

де Δl – відстань від крайнього сліду зуба до кінця планки; $\Delta l=18$ мм (якщо зуби саблевидні), $\Delta l=22$ мм (якщо зуби клиновидні).

2.5. Крок гвинта, мм:

$$t = M a_k. \quad (1.14.4)$$

2.6. Відстань між сусідніми зубами на планці, мм:

$$b = \frac{M}{a_k} \quad (1.14.5)$$

2.7. Діаметр барабана по кінцях зубів, мм:

$$d = \frac{V \Delta t M}{\pi}, \quad (1.14.6)$$

де V – колова швидкість кінців зубів барабана, м/с;

$V=26...31$ м/с (для пшениці, жита, ячменю);

$V=20$ м/с (для проса);

$V=12$ м/с (для бобовий і гречки).

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

Більші значення Δt приймають, коли дека з невеликим кутом обхвату і малою кількістю зубів.

3. Побудувати розгортку барабана в такій послідовності:

По горизонталі, в заданому масштабі, відкласти відрізок l (рис. 1.14.1). На відрізку l на відстані Δl від його кінців позначити відрізок l_1 . Початок і кінець відрізка l позначити точками 1 і 1_0 відповідно.

З точки 1_0 по вертикалі відкласти відрізок довжиною πd , кінець якого позначити точкою $1'_0$.

Відрізок $1_0-1'_0$ (πd) розділити на M (кількість планок) рівних частин і з точок поділу провести горизонтальні відрізки 2-2₀; 3-3₀ і т.д. до 1'-1'_0.

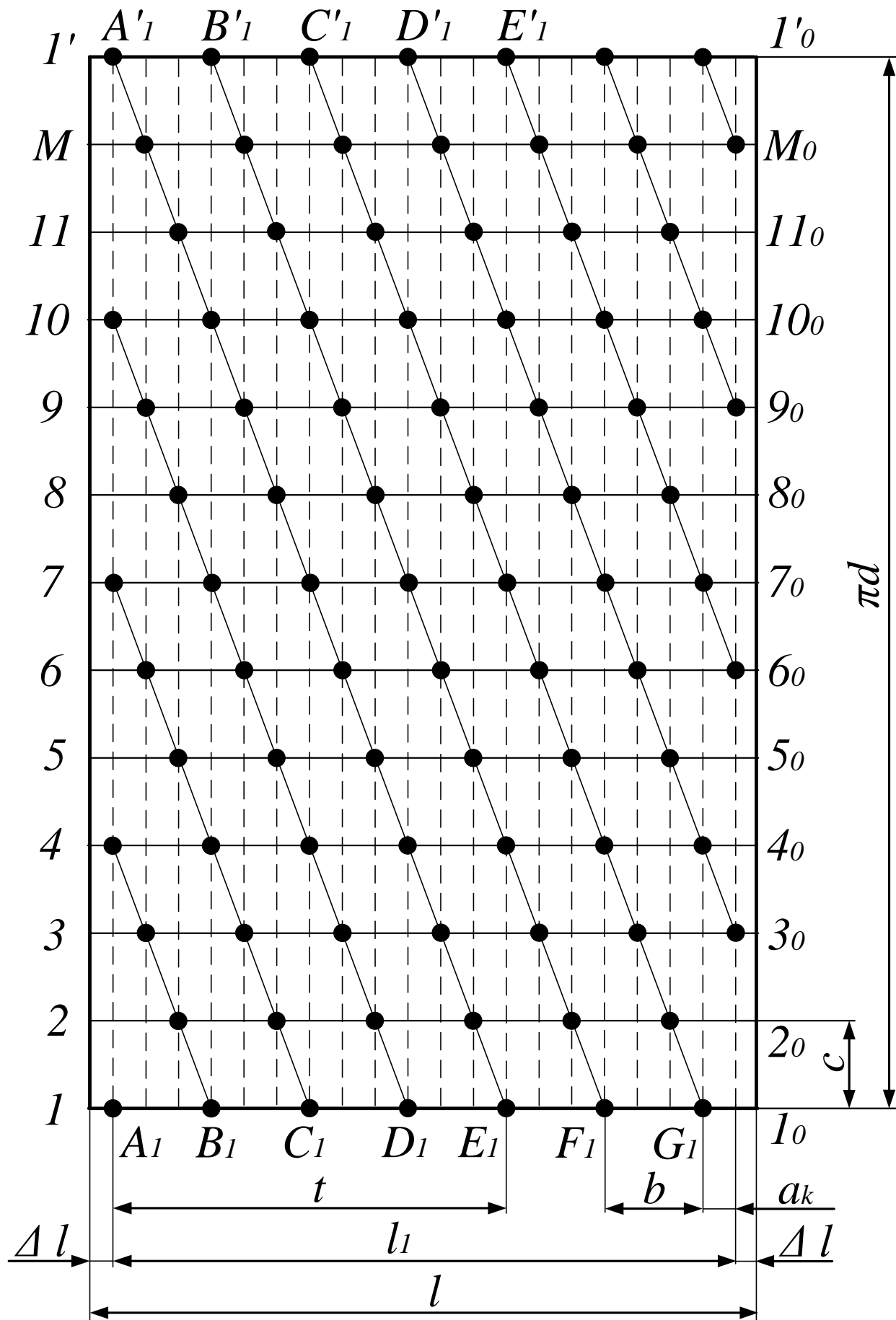


Рис. 1.14.1. Розгортка зубового барабана

По горизонталі, на відрізку $1-1_0$ з точки A_1 (початок відрізка l_1) відкласти t (крок) і позначити точкою E_1 .

З точки A_1 по горизонталі відкласти відрізок, що дорівнює b і позначити точкою B_1 ($A_1B_1 = b$), $B_1C_1 = b$, $C_1D_1 = b$ і т.д.

З точки A_1 провести вертикаль (пунктирною лінією) до перетину з горизонтальною лінією $1'-1'_0$ (точка перетину A'_1).

Точку A'_1 сполучити з точкою E_1 (кінець t) похилою лінією A'_1E_1 . Ця лінія і є одним із розгорнутих витків гвинтової лінії.

З точок B_1, C_1, D_1, F_1 і т.д. провести похилі лінії паралельно лінії A'_1E_1 . Точки перетину похилих ліній A'_1E_1, B'_1F_1 і т.д. з горизонтальними лініями $2-2_0, 3-3_0$ і т.д. будуть центрами отворів кріплення зубів барабана.

На (рис. 1.14.1) показано розгортку зубового барабана при $M = 12$ і $K = 4$. Пунктирні лінії вказують сліди зубів. По одному і тому ж сліду проходить чотири зуби ($K = 4$).

Якщо розгортка буде виконана правильно, відстань між сусідніми слідами a_k буде однаковою і дорівнюватиме прийнятій при розрахунку.

Контрольні запитання

1. Як з розгортки зубового барабана встановити кількість заходів гвинта?
2. Які кінематичні і конструктивні параметри зубового барабана впливають на інтенсивність обмолоту?
4. Як з розгортки зубового барабана визначити кут підйому гвинтової лінії?
5. Для обмолоту яких культур збільшують колову швидкість барабана?

Робота № 1.15

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВОВАЛЬНОГО КЛАВІШНОГО СОЛОМОТРЯСА

Мета роботи

Визначити основні параметри клавішного соломотряса.

Теоретичні передумови

Соломотряс призначений для відокремлення із грубого вороху вимолоченого зерна, спрямування його з домішками на очистку, транспортування соломи до подрібнювача або видалення її з молотарки.

Якість роботи соломотряса значною мірою залежить від кінематичного режиму його роботи та його площі, причому площа соломотряса обумовлює пропускну здатність молотарки комбайна.

Втрати зерна за молотаркою допускаються до 1,5%, з них 80% приходить на соломотряс. Ось чому правильно вибрані параметри значно підвищують пропускну здатність зернозбирального комбайна, а отже і його продуктивність.

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 15, таблиця 1.15.), відповідно до заданого варіанту.

2. Виконати технологічний розрахунок в такій послідовності:

2.1. Подача грубого вороха на соломотряс, кг/с:

$$q_c = \frac{q}{1 + \beta}, \quad (1.15.1)$$

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

β – співвідношення зерна до соломи по масі:

$$\beta = \frac{m_z}{m_c}$$

де m_z – маса зерна;

m_c – маса соломи.

2.2. Середня швидкість переміщення грубого вороху по соломотрясу, м/с:

$$V_c = \eta \frac{g}{\omega} \cos \alpha, \quad (1.15.2)$$

де η – коефіцієнт, що враховує опір переміщенню вороху, ($\eta = 0,8 \dots 0,9$);

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

α – кут встановлення клавіші до горизонту, ($\alpha = 5 \dots 15^\circ$ – приймають);

ω – кутова швидкість колінчастого вала привода, 1/с.

Для визначення кутової швидкості ω слід задати кінематичний режим роботи K соломотряса. При цьому слід користуватись такими даними: для чотириклавішних соломотрясів, у яких кривошипи вала розміщені під кутом $\psi = 90^\circ$, $K = 2 \dots 3$, а для п'ятиклавішних соломотрясів, де $\psi = 180^\circ$ – $K = 1,15 \dots 1,45$.

Оскільки

$$K = \frac{\omega^2 r}{g}, \text{ то } \omega = \sqrt{\frac{Kg}{r}}, 1/\text{с},$$

де r – радіус кривошипа, м ($r = 0,05$ м);

Зауважимо, що середня швидкість переміщення грубого вороху по соломотрясу $V_c = 0,3 \dots 0,4$ м/с. Більшу швидкість приймають для п'ятиклавішних соломотрясів, меншу – для чотириклавішних.

2.3. Ширина соломотряса, м:

$$B_c = L_6, \quad (1.15.3)$$

де L_6 – довжина барабана, м.

2.4. Товщина шару вороха, що переміщується по соломотрясу, м:

$$H = \frac{q_c}{B_c V_c \gamma}, \quad (1.15.4)$$

де γ – об'ємна вага вороху (щільність), кг/м³ ($\gamma = 15 \dots 25$ кг/м³);
 q_c , кг/с; B_c , м; V_c , м/с.

2.5. Оптимальна довжина соломотряса (м) для вороху з оптимальною товщиною $H_0 = 15$ см:

$$L_{oc} = \frac{60\varepsilon}{n^1} V_c, \quad (1.15.5)$$

де ε – необхідна кількість струшувань (ударів) для виділення зерна з вороху, при $H_0 = 15$ см, ($\varepsilon = 40 \dots 45$);

n^1 – кількість ударів, що може нанести соломотряс за одну хвилину, об/хв.;

$n^1 = n$ – для чотириклавішних соломотрясів;

$n^1 = 2n$ – для п'ятиклавішних соломотрясів,

де n – частота обертання колінчатого вала соломотряса, об/хв:

$$n = \frac{30\omega}{\pi}, \quad (1.15.6)$$

де ω , 1/с.

2.6. Довжина соломотряса, м:

$$L_c \geq L_{oc} \sqrt{\frac{H}{H_0}} \quad (1.15.7)$$

де H і H_0 , м.

Якщо $H \leq H_0$, то $L_c = L_{oc}$.

2.7. Загальна площа соломотряса, м²:

$$F = B_c L_c. \quad (1.15.8)$$

2.8. Питоме навантаження на соломотряс, кг/м²с:

$$q_{oc} = \frac{q_c}{F}, \quad (1.15.9)$$

де $q_{oc} = 0,48 \dots 0,6$ (для комбайнів класу 5 кг/с).

2.9. Висота покрівлі над соломотрясом:, м

$$H_n = r \cos\omega t_1 + h_0 + H + y, \quad (1.15.10)$$

де h_0 – висота клавіші над лінією, яка проходить через центри шийок кривошипів, м;

y – максимальна висота підкидання вороху, м;

ωt_1 – кут повороту кривошипа в момент відривання вороху від клавіші;

H , м; r , м.

$$y = \frac{V_0^2 \sin^2 \varphi}{2g} = \frac{\omega^2 r^2 \sin^2 \varphi}{2g} \quad (1.15.11)$$

де φ – кут кидання вороху в момент його відривання від клавіші;

r , м; ω , 1/с; g , м/с².

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - (\omega t_1 - \alpha), \quad (1.15.12)$$

де

$$\omega t_1 = \arcsin \frac{\cos \alpha}{K}, \quad (1.15.13)$$

3. Накреслити схему клавіші соломотряса і вказати основні розрахункові параметри (рис. 1.15.1).

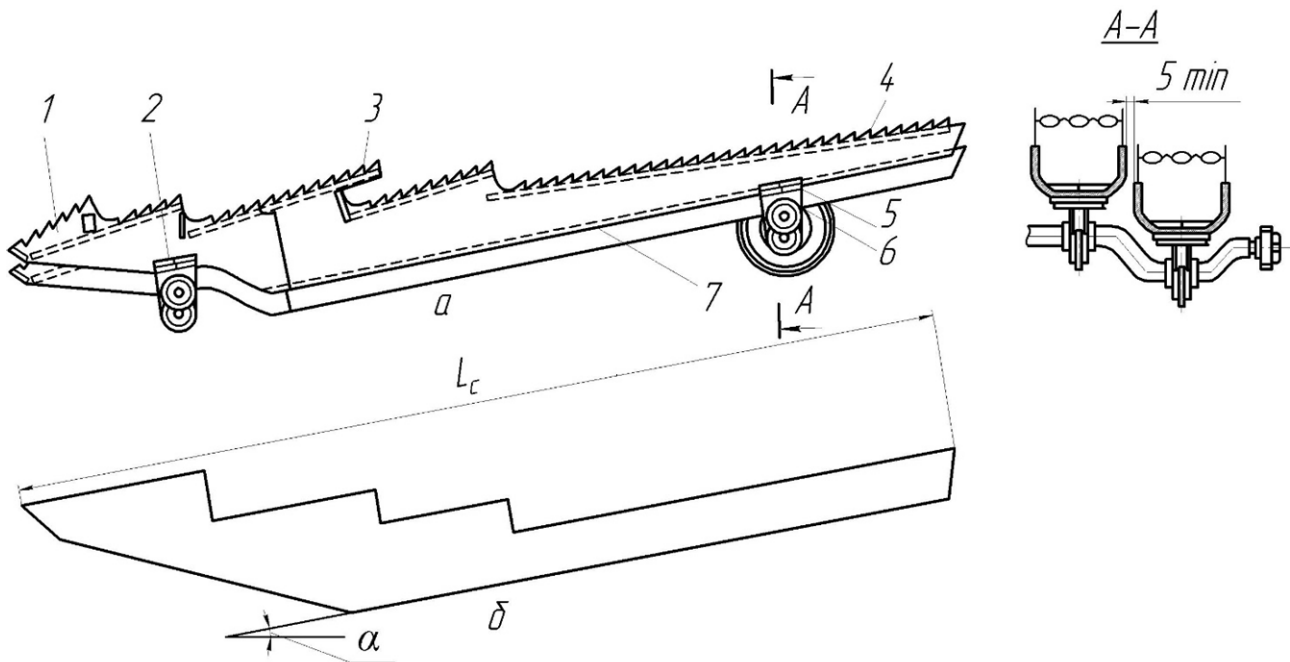


Рис. 1.15.1. Соломотряс:

a – комбайна; *b* – схема клавіші; 1 – передня гребінка; 2, 5 – кронштейни; 3 – середня гребінка; 4 – велика гребінка; 6 – корпуси підшипників колінчастого вала; 7 – днище

Контрольні запитання

1. Що розуміють під поняттям кінематичний режим роботи соломотряса?
2. З яких умов визначають частоту обертання приводного колінчастого вала соломотряса?
3. Які параметри обумовлюють довжину соломотряса?

Робота № 1.16

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВІТРОРЕШІТНОЇ ОЧИСТКИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

Мета роботи

Визначити основні параметри верхнього решета і вентилятора очистки зернозбирального комбайна та їх взаємного розміщення.

Теоретичні передумови

Вітрорешітна очистка зернозбирального комбайна призначена для відокремлення із дрібного вороху зерна, легких домішок (полови, збоїн соломи) і важких крупних домішок (не обмолочених колосків) і спрямування їх до транспортувальних органів (зернового і колосового шнеків, половонабивача).

Складальними одиницями класичної очистки є стрясна дошка, верхнє решето з подовжувачем, нижнє решето, вентилятор, колосові і зернові шнеки та механізм привода. Стрясна дошка і решета приводяться в коливальний рух завдяки кривошипно-шатунному механізму. Вентилятор, як правило, відцентрового типу, з регульованою частотою обертання. Решета, верхнє і нижнє – жалюзійні, регульовані.

Якість технологічного процесу очистки залежить від:

– кінематичного режиму роботи решітного стана, тобто:

$$K = \frac{\omega^2 r}{g}, \quad (1.16.1)$$

де ω – кутова швидкість кривошипа, 1/с;

r – радіус кривошипа, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

– кількості Q повітря за одиницю часу (м³/с) та швидкості повітряного потоку V , м/с, що створює вентилятор;

– взаємного розміщення решіт і вентилятора;

– кута нахилу жалюзі решіт.

Пропускна здатність решіт, в основному, обумовлена їх площею.

В даній роботі розглянуті питання, що стосуються верхнього решета та відцентрового вентилятора із спіральним кожухом.

Загалом, в зернозбиральних комбайнах застосовують і трирешітні очистки. Крім відцентрових вентиляторів використовують діаметральні (турбінні) та осьові вентилятори.

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 16, таблиця 1.16.), відповідно до заданого варіанту.

2. Виконати технологічний розрахунок в такій послідовності:

2.1. Подача вороху на очистку, кг/с:

$$q_B = 0,45q \quad (1.16.2)$$

2.2. Площа решета, м²:

$$F_p = \frac{q_B}{q'_B} \quad (1.16.3)$$

де q'_B – допустиме навантаження вороху на жалюзійне решето, кг/(с · м²);
 $q'_B = 0,8 \dots 1,4$ кг/(с · м²); менші значення приймають для решіт, що не мають подовжувачів, більші – при наявності подовжувачів і сухому вороху.

2.3. Ширина решета, м:

$$B_p = B = B_c \quad (1.16.4),$$

де B – відповідно ширина молотарки, соломотряса, м.

2.4. Довжина решета, м:

$$L_p = \frac{F_p}{B_p}, \quad (1.16.5)$$

де F_p , м²; B_p , м.

2.5. Довжина подовжувача, м:

$$L_n = \left(\frac{1}{5} \dots \frac{1}{7} \right) L_p, \quad (1.16.6)$$

де L_p , м.

2.6. Ширина подовжувача, м:

$$B_n = B_p, \quad (1.16.7)$$

де B_p , м.

2.7. Частота обертання кривошипа привода решітного стану, об/хв:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{Kg}{r}}, \quad (1.16.8)$$

де $K = \frac{\omega^2 r}{g} = 2,2$ – кінематичний режим роботи решета;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

r – радіус кривошипа, м ($r = 0,02$ м);

ω – кутова швидкість кривошипа, 1/с, ($\omega = \frac{\pi n}{30}$).

2.8. Швидкість повітряного потоку на виході із вентилятора, м/с:

$$V = \alpha V_{кр}, \quad (1.16.9)$$

де $\alpha = 1,4 \dots 1,7$ – коефіцієнт, що враховує зменшення швидкості повітряного потоку;

$V_{кр}$ – критична швидкість найбільш важких фракцій, що виносяться повітряним потоком, ($V_{кр} = 6$ м/с для пшениці).

2.9. Витрата повітря, яку повинен створити вентилятор, м³/с:

$$Q = \frac{q_v}{K_1 \gamma}, \quad (1.16.10)$$

де K_1 – коефіцієнт концентрації повітряного потоку, ($K_1 = 0,8$);

γ – питома вага повітря, кг/м³, ($\gamma = 1,29$ кг/м³).

2.10. Динамічний напір повітряного потоку, кг/м²:

$$H_d = \frac{\gamma V^2}{2g}, \quad (1.16.11)$$

де γ , кг/м³, V , м/с, g , м/с².

2.11. Статичний напір, кг/м²:

$$H_{ст} = \frac{1 - K_2^2}{K_2^2} H_d, \quad (1.16.12)$$

де K_2 – коефіцієнт, що враховує опір потоку повітря у горловині вентилятора, ($K_2 = 0,21 \dots 0,25$).

2.12. Повний напір, кг/м²:

$$H = H_d + H_{ст}. \quad (1.16.13)$$

2.13. Ширина горловини вентилятора, м:

$$B_r = B_p, \quad (1.16.14)$$

де B_p – ширина решета, м.

2.14. Висота горловини вентилятора:, м

$$S = \frac{L_p + a}{\frac{\cos\beta}{\sin(\delta - \beta)} - K_0}, \quad (1.16.15)$$

де a – відстань по горизонталі від краю початку решета до кінця верхнього краю горловини ($a = 0,1$ м приймають);

β – кут розширення струменя повітряного потоку ($\beta = 12 \dots 16^\circ$);

δ – кут між напрямком повітряного потоку і решетом ($\delta = 25 \dots 30^\circ$);

K_0 – коефіцієнт, що враховує відхилення повітряного потоку решетом, ($K_0 = 0,5 \dots 0,6$); L_p , м.

2.15. Відстань по вертикалі від верхнього краю горловини до решета, м:

$$b \leq a \operatorname{tg}(\beta + \delta), \quad (1.16.16)$$

де a , м.

2.16. Діаметр вхідних отворів кожуха вентилятора, м:

$$D = \sqrt{\frac{2Q}{\pi V_B}}, \quad (1.16.17)$$

де V_B – швидкість повітряного потоку на вході вентилятора, м/с;

Швидкість V_B вибирають із умови $V \geq V_B \geq 0,5 V$.

2.17. Внутрішній діаметр колеса вентилятора, м:

$$D_B = (0,5 \dots 0,6)D \quad (1.16.18).$$

2.18. Зовнішній діаметр колеса вентилятора, м:

$$D_3 = (2,0 \dots 2,85)D_B \quad (1.16.19)$$

2.19. Потужність на привод вентилятора, кВт:

$$N = \frac{QH}{75\eta} 0,736, \quad (1.16.20)$$

де Q , м³/с; H , кг/м²;

$\eta = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт корисної дії привода.

2.20. Відстань від кінця горловини до центра колеса вентилятора, м:

$$B_k = 1,5 \frac{D_3}{2}, \quad (1.16.21)$$

де D_3 , м.

2.21. Розгортка вентилятора (максимальна відстань від колеса вентилятора до кожуха), м:

$$A_k = 0,088D_3, \quad (1.16.22)$$

де D_3 , м.

2.22. Довжина сторони квадрата (для побудови спірального кожуха):

$$a_l = 0,25 A_k \quad (1.16.23)$$

3. Накреслити схему взаємного розміщення решета і вентилятора.

3.1. Провести горизонтальну лінію і відкласти на ній відрізок дорівнює довжині решета L_p , і умовно зобразити на ньому жалюзі, (рис. 1.16.1).

3.2. В кінці цього відрізка під кутом приблизно 30° відкласти відрізок дорівнює довжині подовжувача L_n і також зобразити на ньому жалюзі.

3.3. Від початку відрізка L_p відкласти по горизонталі координату a , а від неї по вертикалі вниз координату b , і замітити верхню точку горловини вентилятора, яку сполучити пунктирною лінією з початком відрізка L_p , а до цієї лінії з верхньої точки горловини провести лінію під кутом β до перетину з відрізком L_p (довжиною решета). Це і буде площина верхньої частини горловини вентилятора. З верхньої точки горловини перпендикулярно її верхній частині провести перпендикуляр довжиною S . Через кінець цього перпендикуляра провести лінію паралельну верхній площині горловини. Ці дві паралельні лінії і перпендикуляр до них обумовлять контури горловини кожуха вентилятора.

3.4. З кінця цього перпендикуляра (горловини) відкласти вліво по напрямку нижньої частини горловини відрізок дорівнює B_k , а з кінця його провести перпендикуляр і відкласти на ньому відрізок A_k . З кінця відрізка A_k відкласти відрізок дорівнює $D_3/2$. Це і буде центр колеса вентилятора. З цього центра провести два кола діаметрами D_3 і D_B і провести осьову лінію паралельну верхній чи нижній частині горловини.

3.5. Побудувати спіральний кожух вентилятора. Для цього (рис. 1.16.2) в центрі колеса вентилятора побудувати квадрат зі стороною рівною a_1 симетрично осьовим лініям кіл діаметром D_3 і D_B . З крайньої правої нижньої точки квадрата радіусом R_1 провести дугу до перетину з лінією, що проходить через нижню сторону квадрата і виходить за межі кола діаметром D_3 .

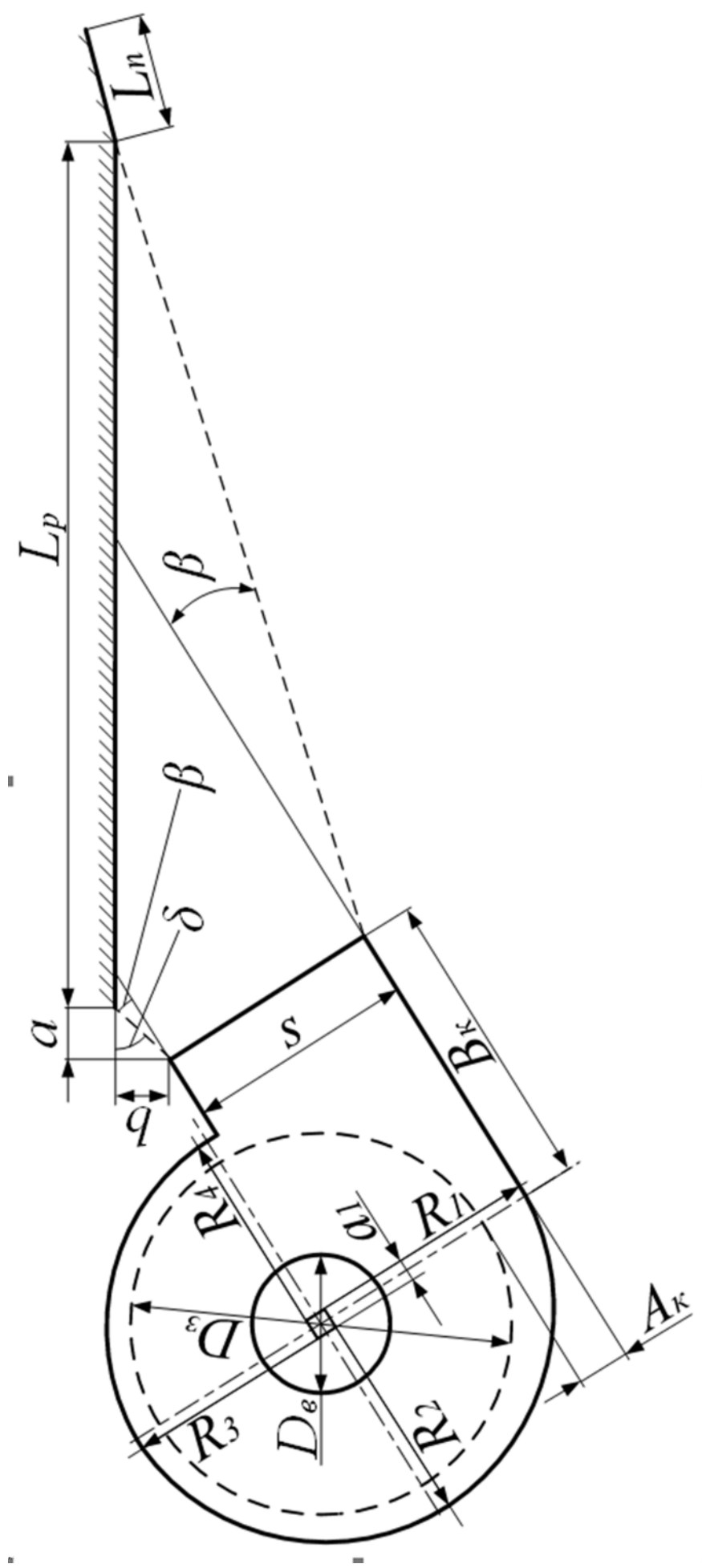


Рис. 1.16.1. Схема взаємного розміщення верхнього решета і вентилятора очистки зернозбирального комбайна

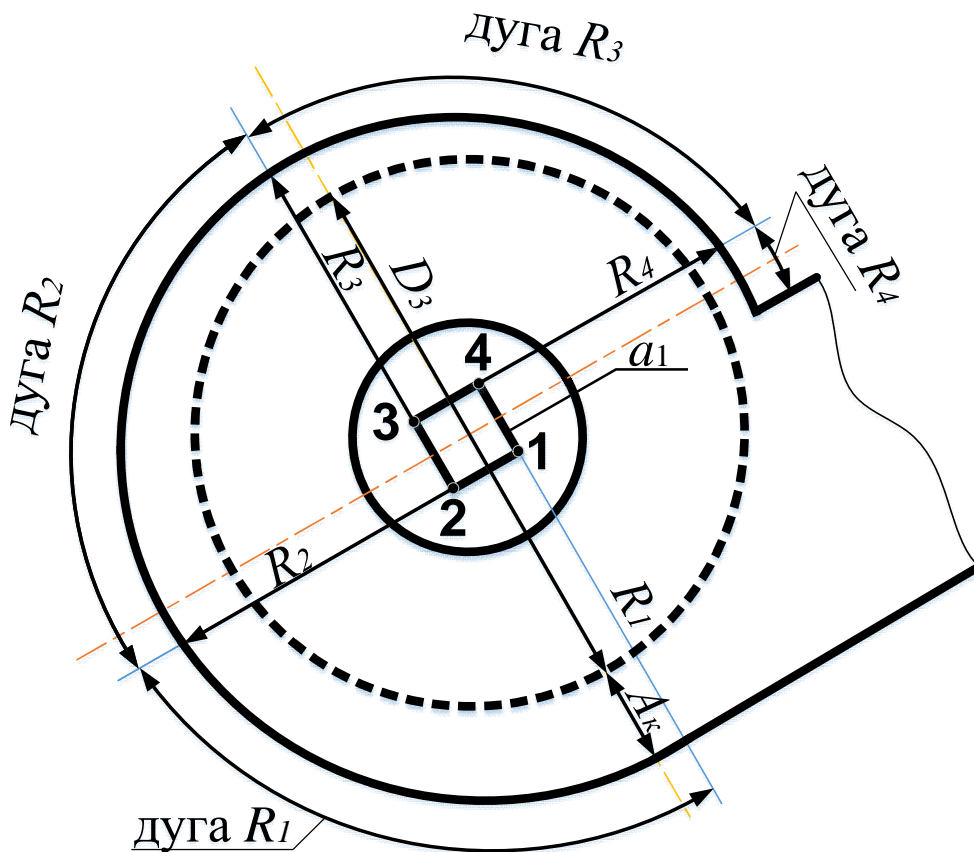


Рис. 1.16.2. Схема побудови спірального кожуха вентилятора

Далі з кожної наступної точки квадрата за стрілкою годинника провести дуги радіусом R_2 , R_3 і R_4 до перетину з лініями, що проходять через наступні сторони квадрата.

Точка перетину дуги радіусом R_4 з верхньою частиною кожуха і визначить довжину останньої.

Контрольні запитання

1. З яких передумов визначають частоту коливання решітного стану?
2. Які кінематичні і силові параметри вентилятора необхідно визначити?
3. Що розуміють під поняттям «розгортка вентилятора»?
4. Що розуміють під поняттям «критична швидкість важких фракцій»?
5. Як впливає витрата повітря на швидкість його потоку?

Робота № 1.17

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОГО ТРІЄРА

Мета роботи

Визначити основні параметри циліндричного трієра, жолоба і шнека та накреслити схему їх взаємного розміщення.

Теоретичні передумови

Під час роботи циліндричного трієра короткі фракції зернової суміші вичерпуються комірками циліндра. При певному куті повороту β циліндра, ці фракції починають випадати і, рухаючись по відповідній траєкторії, потрапляють у жолоб.

Процес випадання продовжується і при куті β_1 ($\beta_1 > \beta$) у так званій зоні випадання. Приймальний жолоб всередині циліндра розміщують так, щоб його кромки знаходились в зоні випадання, тобто розміри, форма і положення жолоба визначаються розміщенням пучка траєкторій вільного руху зерен у зоні випадання.

Кожне зерно в момент випадання із комірки має швидкість $V = \omega R$ (ω – кутова швидкість циліндра; R – радіус циліндра).

Напрямок цієї швидкості визначається центральним кутом β (рис. 1.17.1) – початок зони випадання.

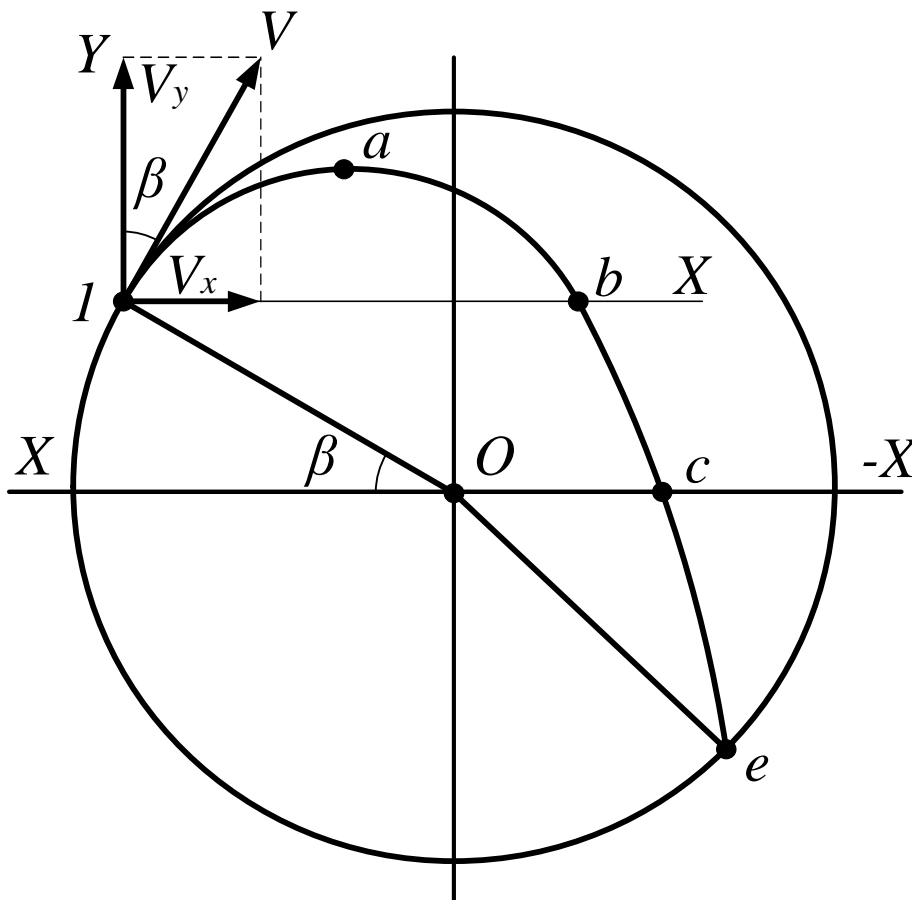


Рис. 1.17.1. Траєкторія руху зерна, що випало із комірки трієра

Далі рух зерна буде вільним і воно буде рухатись як тіло, кинуте під кутом $(90^\circ - \beta)$ до горизонту.

Розкладемо початкову швидкість $V = \omega R$ на дві складові V_x і V_y і запишемо переміщення зерна у напрямку осей x і y , тобто:

$$X = (\omega R \sin \beta) t,$$

$$Y = (\omega R \cos \beta) t - \frac{gt^2}{2}.$$

Щоб побудувати траєкторію, достатньо обчислити координати точок a, b, c і e (див. рис. 1.17.1).

Аналогічно визначають координати траєкторії в кінці зони випадання при $\beta_1 > \beta$ (рис. 1.17.2). Побудовані траєкторії і визначають раціональне розміщення жолоба в циліндрі.

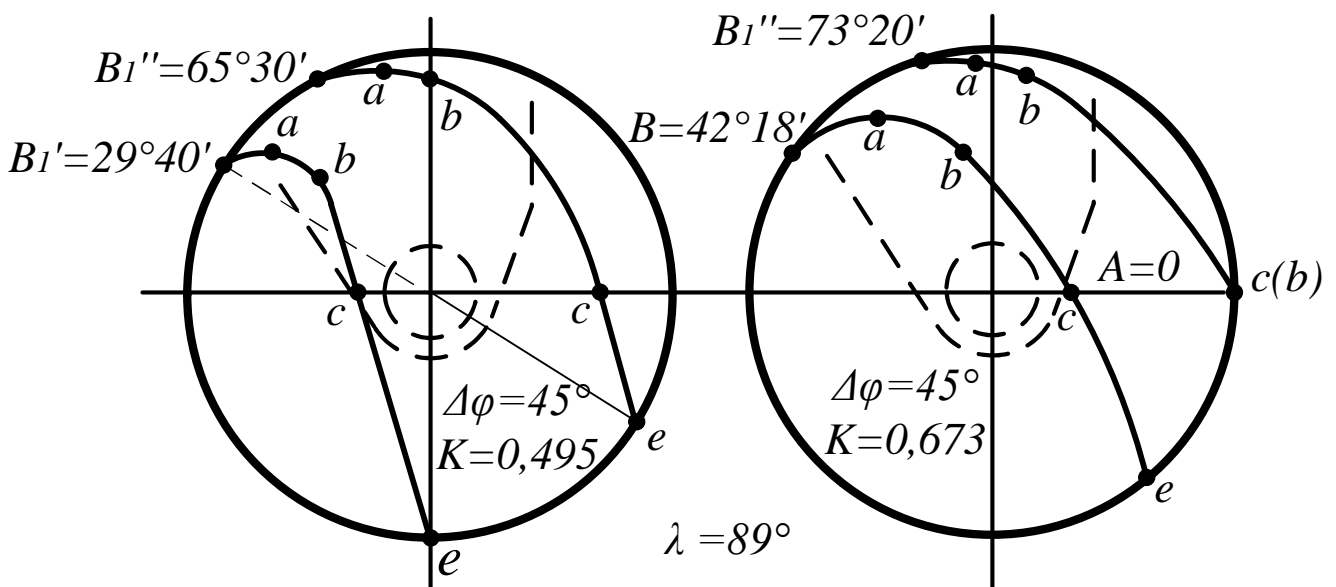


Рис. 1.17.2. Можливі траєкторії руху зерна при різних зонах його випадання із комірки

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані (Додаток 17, таблиця 1.17.), відповідно до заданого варіанту.

2. Визначити:

2.1. Площу коміркової поверхні, m^2 :

$$F = \frac{Q}{q}, \quad (1.17.1)$$

де q – питома продуктивність, $\frac{кг \cdot м^2}{год.}$

Значення q вибирають, виходячи від виду культури, що очищають.

Таблиця 1.17.1

Значення питомої продуктивності q , $\left(\frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2}{\text{год.}}\right)$ при очищенні різних сільськогосподарських культур

Культура	Значення питомої продуктивності q
пшениця	650–850
жито	600–750
ячмінь	500–600
овес	350–400
гречка	170
рис	350
льон	80

2.2. Діаметр циліндра D вибирають залежно від продуктивності трієра:

Таблиця 1.17.2

Значення діаметра трієрного циліндра D при різних значеннях його продуктивності Q

Продуктивність трієрного циліндра Q , кг/год.	Діаметр трієрного циліндра D , мм.
≤ 1000	400
1000–2500	500
2500–3500	600
3500–5000	800

Якщо продуктивність трієра дорівнює 3500 кг/год і більше, то приймають блоки із двох і більше паралельно працюючих циліндрів з $D = 600$ або 800 мм.

2.3. Довжину циліндра, м:

$$L = \frac{F}{\pi D}. \quad (1.17.2)$$

Довжину слід приймати кратною 0,75.

2.4. Частоту обертання циліндра n із умови:

$$K = \frac{\omega^2 D / 2}{g}, \quad (1.17.3)$$

де K – кінематичний режим роботи трієра, $K = 0,4 \dots 0,7$ для суміші зернових колосових культур; $K = 0,3 \dots 0,4$ для дрібного насіння;

ω – кутова швидкість циліндра, 1/с;

g – прискорення вільного падіння.

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (1.17.4)$$

де n , об/хв.

Тоді, остаточно n :

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2Kg}{D}}, \quad (1.17.5)$$

де g , м/с²; D , м.

2.5. Радіус жолоба, м:

$$r = \frac{D}{2} \sin(\varphi - \beta), \quad (1.17.6)$$

де D , м.

2.6. Діаметр d шнека жолоба (див. *Примітка) із залежності:

$$Q_{\text{ш}} = 60\rho\lambda\psi \frac{\pi d^2}{4} nS, \quad (1.17.7)$$

де $Q_{\text{ш}}$ – продуктивність шнека, кг/год ($Q_{\text{ш}} = Q$ для вівсюжних трієрів,

$Q_{\text{ш}} = 0,15Q$ – для кукульних трієрів);

ρ – щільність матеріалу, що транспортується ($\rho = 750$ кг/м³ для пшениці);

λ – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору ($\lambda = 0,8$);

ψ – коефіцієнт швидкості ($\psi = 0,9$);

n – частота обертання шнека, об/хв (приймають);

S – крок шнека, м (приймають).

3. Накреслити (в масштабі) схему взаємного розміщення жолоба, циліндра і шнека в такій послідовності:

3.1. Накреслити з одного центра: коло діаметром D циліндра, коло радіусом r жолоба, а також коло діаметром d шнека (рис. 1.17.3).

3.2. З центра кіл під кутом β провести промінь до перетину з колом діаметром D (точка A).

3.3. З точки A провести дотичну до кола радіусом r жолоба, а також дотичну до цього кола паралельно вертикальному діаметру циліндра. Кут, між дотичною до кола радіусом r , проведеною з точки A і горизонтальним діаметром циліндра, буде дорівнювати куту тертя φ .

3.4. Між дотичними провести дугу з центра кіл на відстані a не менше 5 мм. Ця дуга, дотичні кола і частина кола радіуса r утворять форму жолоба.

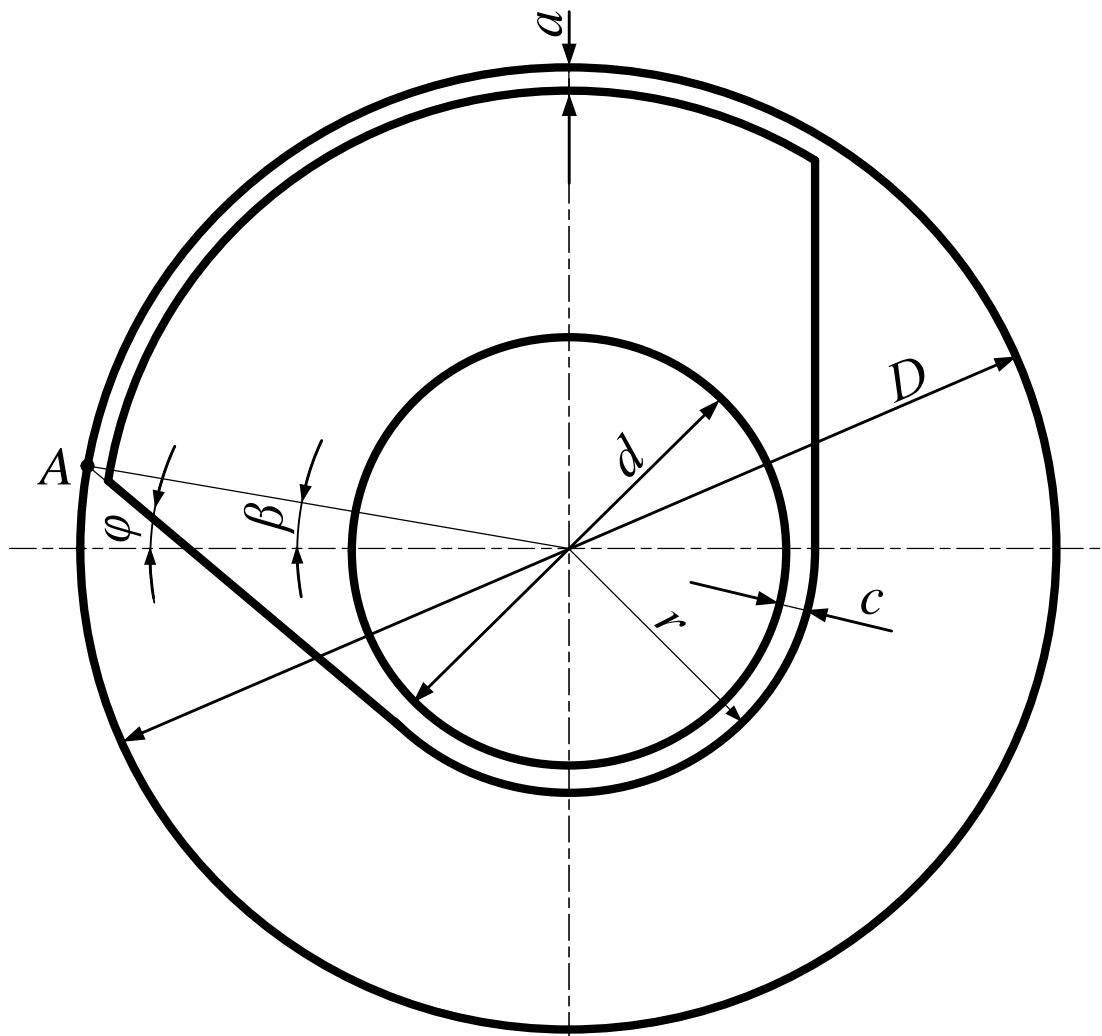


Рис. 1.17.3. Взаємне розміщення жолоба і шнека у циліндричному трієрі

***Примітка.** При розрахунку діаметра d шнека, можливим є випадок, коли $d/2$, буде значно менше r . Із конструктивних міркувань між спіраллю шнека і жолобом повинен бути зазор $c = 10...15$ мм.

У такому випадку d приймають, задаючи зазор c (див. рис. 1.17.3). Потім, задаючи частоту обертання n шнека, із залежності (1.17.7) визначають крок S спіралі шнека або навпаки, задають крок спіралі шнека S і визначають частоту обертання n .

Контрольні запитання

1. Які вихідні дані необхідні для визначення діаметра шнека жолоба?
2. Для визначення якого параметра потрібно знати значення кінематичного режиму роботи трієра?
3. Які передумови для вибору діаметра трієрного циліндра?
4. Чим викликана необхідність регулювання положення нижньої кромки жолоба трієра?

Робота № 1.18

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ БРАЛЬНОГО АПАРАТА ЛЬОНОБРАЛКИ

Мета роботи

Визначити напрямок та максимальну величину відхилення стебел льону подільником льонобралки, а також траєкторію руху стебел у бральному апараті, висоту затиснення максимально відхиленого стебла льону та відношення між висотою затиснення і висотою встановлення льонобралки.

Теоретичні передумови

Під час роботи брального апарата пасово-дискового типу льонобралки стебла льону затискаються між пасом та диском і висмикуються із ґрунту завдяки поступальній руху машини. При цьому стебло, що знаходиться в точці C (рис. 1.18.1), буде рухатися по траєкторії $0-8''$, оскільки буде затиснуте без відхилення на висоті h_0 встановлення брального апарата.

Стебло, що знаходиться в точці K відхиляється прутком подільника на величину l ($KC = l$) і буде затиснуте на висоті h більшій, ніж h_0 . При розрахунку і проектуванні такого брального апарата важливо знати величину h , так як при значному h , порівняно з h_0 , можливе затиснення стебел вище середини стебла, що може призвести до втрат урожаю.

В період збирання льону-довгунця висота стебел дорівнює 60...90 см, селекційних сортів 100...125 см. Опір розривання нижньої частини стебла становить 20...35 Н, а верхньої – 10...20 Н. Щоб висмикнути одне стебло із ґрунту необхідне зусилля 4...8 Н.

Висоту встановлення брального апарата (до 400 мм) вибирають так, щоб стебла затискалися нижче середини своєї висоти.

Стебла можуть бути розтягнуті у стрічці не більше, ніж на 1,3 їх довжини.

Кінематичний режим роботи брального апарата визначається залежністю:

$$\varepsilon = \frac{V_{\Pi}}{V_M} = 1,18 \dots 1,33,$$

де V_{Π} – швидкість паса;

V_M – швидкість машини, $V_{\Pi} = 2 \dots 3$ м/с, (приймаємо, $V_{\Pi} = 2$ м/с).

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані, відповідно до заданого варіанту (Додаток 18, таблиця 1.18).

Інші параметри вибрати (заміряти) однакові для усіх варіантів, а саме:

- діаметр брального диска, $D = 350$ мм;
- діаметр притискного ролика, $d = 90$ мм;
- довжина подільника, $L = 670$ мм;

– координати розміщення притискних роликів – $x = 125$ мм, $y = 190$ мм.

2. Відповідно до вихідних даних, побудувати у вибраному масштабі на форматі А3 (наприклад 1:2,5) схему горизонтальної проекції брального диска, подільника, притискних роликів та частини брального паса (рис. 1.18.1).

При цьому потрібно враховувати, що притискні ролики розміщені відносно брального диска симетрично.

3. Із рисунка визначити кут затиснення α стебел між бральним диском і бральним пасом.

Аналітично кут α визначають із залежності, рад:

$$\alpha = \frac{2L_1}{D}, \quad (1.18.1)$$

де L_1 – довжина дуги, м;

D – діаметр брального диска, м.

5. Визначити час перебування стебла льону в затисненому стані у бральному апараті за формулою, с:

$$t = \frac{D\alpha}{2V_{\Pi}} = \frac{L_1}{V_{\Pi}} \quad (1.18.2)$$

де D , м; α , рад; V_{Π} , м/с; L_1 , м.

6. Визначити шлях, на який переміститься льонобралка за час затиснення стебел у бральному апараті, за формулою, м:

$$S = V_M t, \quad (1.18.3)$$

де V_M , м/с; t , с.

7. Побудувати траєкторію абсолютного руху затисненого стебла льону в бральному апараті. Для цього шлях S і дугу L_1 кута затиснення α поділити на однакову кількість відрізків і графічно побудувати траєкторію абсолютного руху затисненого стебла (див. рис. 1.18.1) – аналогічно, як і траєкторію абсолютного руху точки планки мотовила (див. робота № 1.10).

8. Визначити графічно напрямок відхилення стебел льону подільником. Для цього із довільної точки (рис. 1.18.1) крайнього правого прутка подільника провести перпендикуляр, від нього відкласти кут тертя φ стебел льону з прутком у напрямку руху машини і провести промінь AB , який буде визначати напрямок відхилення стебел льону правою частиною цього подільника.

9. Графічно визначити максимальне значення відхилення l стебла льону з урахуванням кута тертя φ подільника. Для цього із нижньої точки дотику брального ролика через пас брального диска (точка C рис. 1.18.1) провести лінію паралельну напрямку відхилення стебел AB до перетину з лінією, що проходить

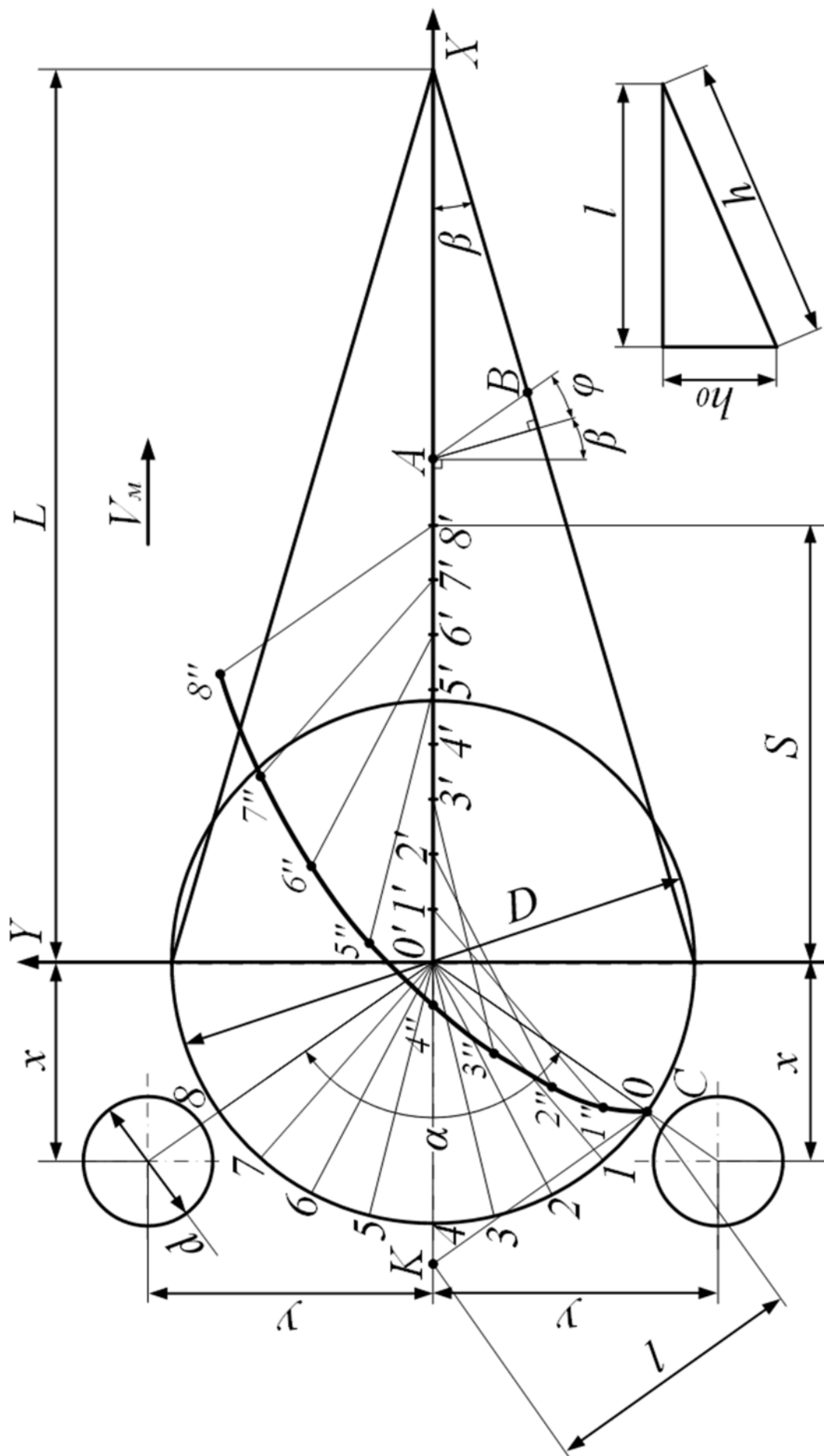


Рис. 1.18.1. До побудови траєкторії абсолютного руху стебла у бральному апараті (а) і визначення висоти, на якій буде затиснуте максимально відхилене стебло (б)

через центр брального диска і носок подільника (точка K). Цей відрізок $KС = l$ буде дорівнювати значенню максимального відхилення l стебла льону подільником.

10. Визначити графічно висоту h на якій буде затиснуте максимально відхилене стебло. Для цього по вертикалі відкласти відрізок, який дорівнює висоті h_0 встановлення брального апарата, а по горизонталі – відрізок, який дорівнює максимальному відхиленню стебла l . Гіпотенуза h такого трикутника і буде висота, на якій буде затиснуте максимально відхилене стебло, тобто довжина стебла від поверхні поля до брального апарата у момент його затиснення.

11. Визначити максимальне відносне значення відхилення стебел льону із залежності:

$$\eta = \frac{h - h_0}{h}. \quad (1.18.4)$$

Контрольні запитання

1. Яка висота стебел льону-довгунця у період його збирання?
2. Чи відповідає вимогам висота затиснення стебел льону при його максимальному відхиленні при заданих параметрах?
3. Чому доцільно льон брати (висмикувати), а не зрізувати?
4. Вкажіть місце находження стебла, при якому його відхилення найменше?
5. Як впливає кут тертя стебла об пруток подільника на величину відхилення стебла? Чому?

Робота № 1.19

ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВОЇ СОРТУВАЛЬНОЇ ПОВЕРХНІ

Мета роботи

Обґрунтувати основні параметри сортувальної поверхні при заданій продуктивності та точності сортування з урахуванням допустимих пошкоджень.

Теоретичні передумови

Основними показниками, які характеризують роботу роликової сортувальної поверхні є: продуктивність, ступінь пошкодження та точність сортування бульб.

Продуктивність сортувальної поверхні при проектуванні машин, як правило, задається. З умови безперервної і рівномірної роботи машини продуктивність визначають із загального рівняння, т /год,:

$$Q = 3,6BdV\alpha\gamma,$$

де B – ширина робочої поверхні, м;

d – середнє значення бульб, м;

V – швидкість руху бульб по поверхні, м/с;

α – коефіцієнт заповнення поверхні, $\alpha = 0,7 \dots 0,8$;

γ – насипна вага бульб, кг/м³, $\gamma = 650 \dots 750$.

Пошкодження бульб при сортуванні визначається рядом факторів, зокрема, створюваній при роботі швидкості зіткнення елементів робочого органа з бульбами.

Швидкість руху бульб по роликовій сортувальній поверхні визначають з рівняння:

$$V\alpha = \frac{(0,4 \dots 0,6)\pi n_d}{60}$$

де n_d – частота обертання роликів, об/хв.

Допустима швидкість зіткнення 0,8...1,0 м/с.

Точність сортування визначається загальним коефіцієнтом точності сортування (r , %):

$$r = 100 \left(\sum_1^n m_j \right) / m_\varepsilon,$$

де n – число фракцій;

m_j – маса бульб даної фракції, які відповідають її вимогам;
 m_ε – сумарна маса бульб всіх фракцій.

Фракційний склад картоплі, яка сортується, характеризується часткою (%) відповідної фракції: D – дрібної; C – середньої; B – великої, причому їх сума складає 100%.

Сортувальні робочі поверхні бувають різних типів. В роботі передбачено обґрунтування роlikової сортувальної поверхні з послідовним відокремленням фракцій.

Роlikова сортувальна поверхня (рис. 1.19.1) складається із двох секцій. Дрібні бульби проходять через отвори першої секції (прохід 1), середні бульби проходять через отвори другої секції (прохід 2), а бульби великої фракції сходом потрапляють у приймальний бункер.

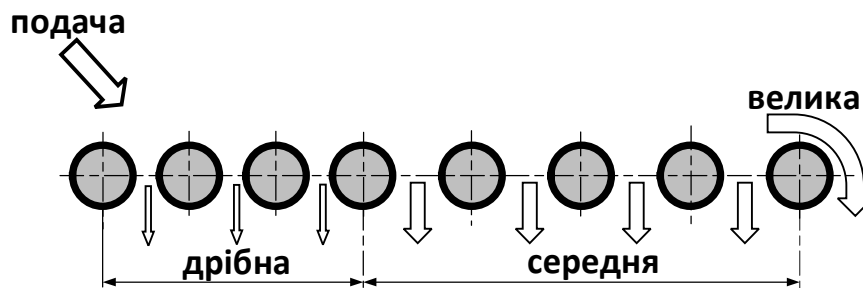


Рис. 1.19.1 Схема роlikової сортувальної поверхні

На рис. 1.19.2 показано набір секцій: довжиною L_d – для відокремлення дрібної фракції і довжиною L_c – для середньої. Кожна секція складається з набору роликів, які мають такі параметри: D_{max} – найбільший діаметр; D_{min} – найменший діаметр; проточку радіусом R , крок проточок жолобків t_d і t_c та буртик шириною b . Ролики, жорстко закріплені на валах і обертаючись разом з ними утворюють сортувальну поверхню.

Секції, як для відокремлення дрібної фракції, так і середньої встановлені із зазором $a = 5 \dots 10$ мм між максимальними діаметрами D_{max} роликів. В результаті утворюється робочий зазор $C = 2R$ для проходу відповідної фракції C_d – дрібної, C_c – середньої.

Порядок виконання роботи

1. Записати вихідні дані, відповідно до заданого варіанту (Додаток 19, таблиця 1.19.) і дані - спільні для усіх варіантів:

- теоретичний коефіцієнт точності сортування для дрібної r_d і середньої r_c фракцій: $r_d = 0,6 \dots 0,72$; $r_c = 0,6 \dots 0,68$;
- питома інтенсивність продуктивності дрібної і середньої фракції:
 $\rho_d = 42 \dots 45$ кг/с·м²; $\rho_c = 26 \dots 29$ кг/с·м²;
- коефіцієнт заповнення поверхні, $\psi = 0,7 \dots 0,8$;
- насипна вага бульб (щільність), $\gamma = 650 \dots 750$ кг/м³.

2. Згідно вихідних даних, визначити або прийняти:

2.1. Робочий зазор відповідно для дрібної і середньої фракції:

$$C_d = d_d; C_c = d_c, \quad (1.19.1)$$

де d_d, d_c – середній діаметр бульб відповідно дрібної і середньої фракції (див. табл. 1.19).

2.2. Радіус проточки ролика відповідно секцій дрібної і середньої фракції:

$$R_d = \frac{C_d}{2}; R_c = \frac{C_c}{2}. \quad (1.19.2)$$

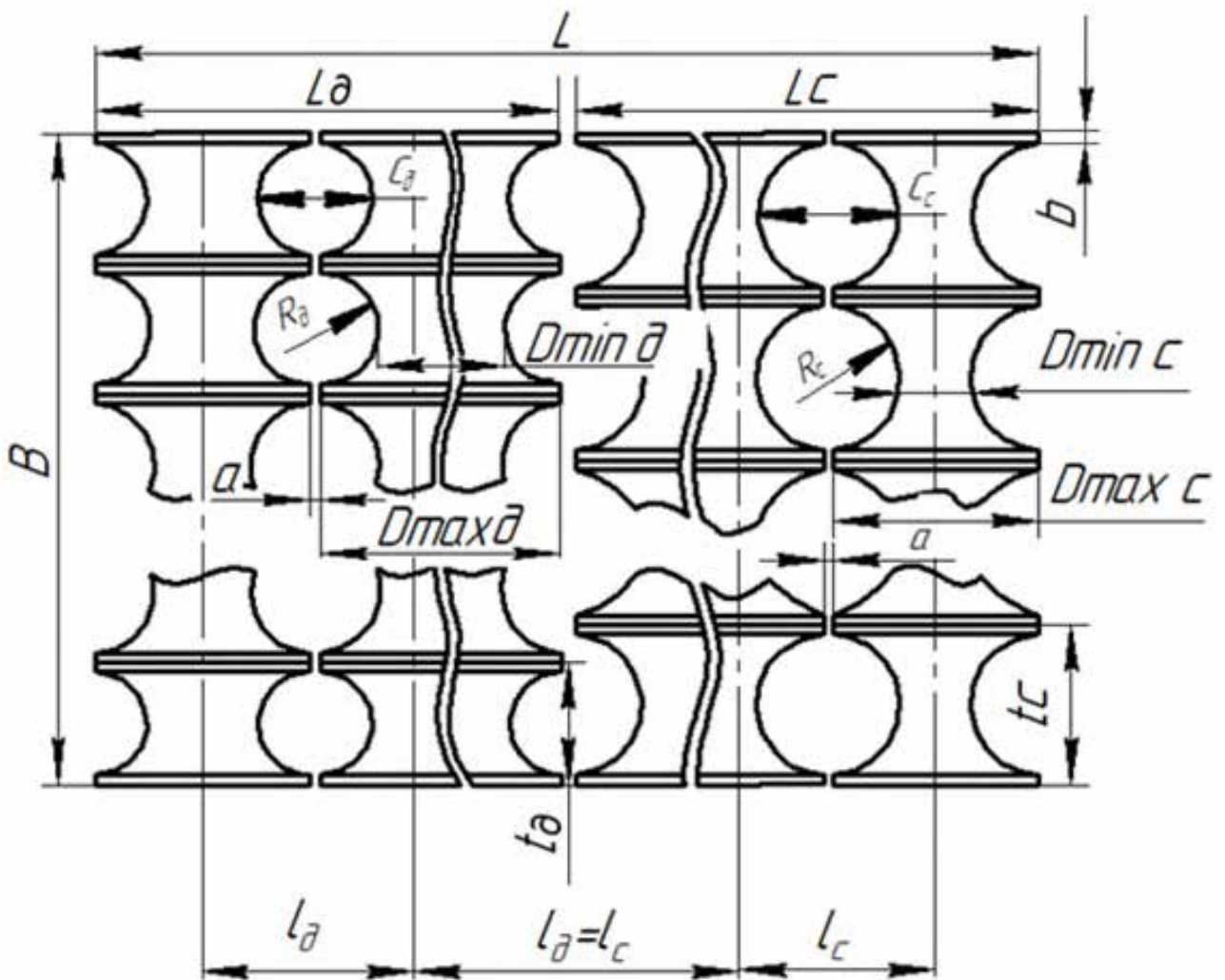


Рис. 1.19.2. Сортувальна поверхня

2.3. Мінімальний діаметр ролика секції для дрібної фракції:

$$D_{min. d} = 1,1d_d. \quad (1.19.3)$$

2.4. Мінімальний діаметр ролика секції для середньої фракції:

$$D_{min. c} = D_{min. д} + C_d - C_c. \quad (1.19.4)$$

2.5. Максимальний діаметр ролика секції, відповідно дрібної і середньої фракцій:

$$\begin{aligned} D_{max.д} &= D_{min.д} + C_d - a, \\ D_{max.с} &= D_{min.с} + C_c - a, \end{aligned} \quad (1.19.5)$$

де $a = 5 \dots 10$ мм (див. рис.1.19.1).

Причому, $D_{min.д} = D_{min.с}$

2.6. Відстань між осями обертання секцій роликів, відповідно, для дрібної і середньої фракцій:

$$l_d = C_d + D_{min. д}; \quad l_c = C_c + D_{min. с}. \quad (1.19.6)$$

Причому, $l_d = l_c$.

2.7. Крок проточок жолобків на секції відповідно для дрібної і середньої фракції:

$$t_d = C_d + 2b; \quad t_c = C_c + 2b, \quad (1.19.7)$$

де b – ширина буртика ролика, $b = 5 \dots 10$ мм (див. рис. 1.19.1).

2.8. Ширина сортувальної поверхні, м:

$$\beta = \frac{Q}{q} \quad (1.19.8)$$

де Q – продуктивність сортувальної поверхні, кг/с;

q – питома продуктивність сортувальної поверхні, кг/с·м.

2.9. Кількість роликів на одній секції, відповідно, для дрібної і середньої фракцій:

$$Z_d = \frac{B}{t_d}; \quad Z_c = \frac{B}{t_c}. \quad (1.19.9)$$

2.10. Фактичний крок жолобків для відповідних фракцій:

$$t_{\phi d} = \frac{B}{Z_d}; \quad t_{\phi c} = \frac{B}{Z_c}. \quad (1.19.10)$$

2.11. Фактична ширина сортувальної поверхні для відповідних фракцій:

$$B_{\phi d} = Z_d t_{\phi d}; \quad B_{\phi c} = Z_c t_{\phi c}. \quad (1.19.11)$$

Причому, $B_{\phi d} = B_{\phi c}$.

2.12. Фактична питома продуктивність:

$$q_{\phi} = \frac{Q}{B_{\phi}}. \quad (1.19.12)$$

2.13. Загальна довжина сортувальної поверхні:

$$L = L_d + L_c \quad (1.19.13)$$

де L_d і L_c – відповідно, довжина сортувальної поверхні для дрібної та середньої фракцій:

$$L_d = \frac{Q \ln(1 - r_d) l_d}{\Psi Z_d R_d^2 \rho_d}, \quad (1.19.14)$$

$$L_c = \frac{Q \ln(1 - r_c) l_c}{\Psi Z_c R_c^2 \rho_c} \quad (1.19.15)$$

У формулах (1.19.14) і (1.19.15) розрахункові значення натуральних логарифмів $\ln(1 - r_d) l_d$ та $\ln(1 - r_c) l_c$ будуть із знаком «-», тому їх необхідно взяти за абсолютною величиною, тобто із знаком «+».

2.14. Кількість роликів секцій на відповідних поверхнях:

$$N_d = \frac{L_d}{l_d}, \quad N_c = \frac{L_c}{l_c} \quad (1.19.16)$$

2.15. Швидкість руху бульб по поверхні секцій роликів, м/с:

$$V = \frac{Q}{B d \alpha \gamma}, \quad (1.19.17)$$

де Q , кг/с; B , м; d , м; γ , кг/м³;

d – середній діаметр бульб дрібної і середньої фракції;
 α – коефіцієнт заповнення поверхні, ($\alpha = 0,7 \dots 0,8$);
 γ – насипна вага бульб, ($\gamma = 650 \dots 750 \text{ кг/м}^3$);
 B – ширина роlikової поверхні.

2.16. Фактична швидкість руху бульб, м/с:

$$V_{\phi} = K V \quad (1.19.18)$$

де K – коефіцієнт ковзання, $K = 0,4$.

2.17. Частота обертання секцій роликів:

$$n = \frac{60KV}{\pi D_{min}}, \quad (1.19.19)$$

де V , м/с; D_{min} , м.

3. За результатами розрахунків та користуючись рис. 1.19.2 у вибраному масштабі (наприклад 1:2 на листі формату А3) накреслити сортувальну поверхню.

Контрольні запитання

1. Що розуміють під точністю сортування?
2. Від яких параметрів залежить продуктивність сортувальної поверхні?
3. Від яких параметрів залежить довжина сортувальної поверхні?
4. Чи впливає ширина роlikової поверхні на частоту обертання секції роликів?
5. Назвіть основні параметри ролика.

РОЗДІЛ 2. ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ

Лабораторна робота № 2.1

ВИВЧЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ҐРУНТУ

Завдання

Визначити коефіцієнт зовнішнього тертя, твердість і вологість ґрунту.

Короткі теоретичні відомості

Коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту відноситься до фрикційних властивостей ґрунту, які проявляються в дії сили опору ковзанню тіла (робочого органа, опорної поверхні тощо), відносно поверхні ґрунту — сили зовнішнього тертя.

Коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту – величина змінна і залежить від багатьох чинників, основними з яких є механічний склад ґрунту, його вологість, матеріал поверхні тертя та її стан. Значення коефіцієнта тертя ґрунту по сталі і кута тертя залежить від механічного складу ґрунту.

Згідно закону Амонтона (1699 р.) силу тертя F одного матеріалу по іншому визначають за формулою:

$$F = f N, \quad (2.1.1)$$

де f – коефіцієнт тертя;

N – нормальна реакція.

Якщо тіло рухається рівномірно по горизонтальній площині під дією сили P (рис. 2.1.1), то при цьому виникає сила тертя F . Нормальна реакція буде дорівнювати силі ваги mg тіла, тобто:

$$N = mg \quad (2.1.2)$$

Рівнодійна сил F і N є R , а кут між R і N – φ (кут тертя).

Із формули (2.1.1) маємо:

$$f = \frac{F}{N}, \quad (2.1.3)$$

а із рис. 2.1.1:

$$\frac{F}{N} = tg\varphi \quad (2.1.4)$$

Отже, виходить, що коефіцієнт тертя дорівнює тангенсу кута тертя:

$$f = \operatorname{tg} \varphi \quad (2.1.5)$$

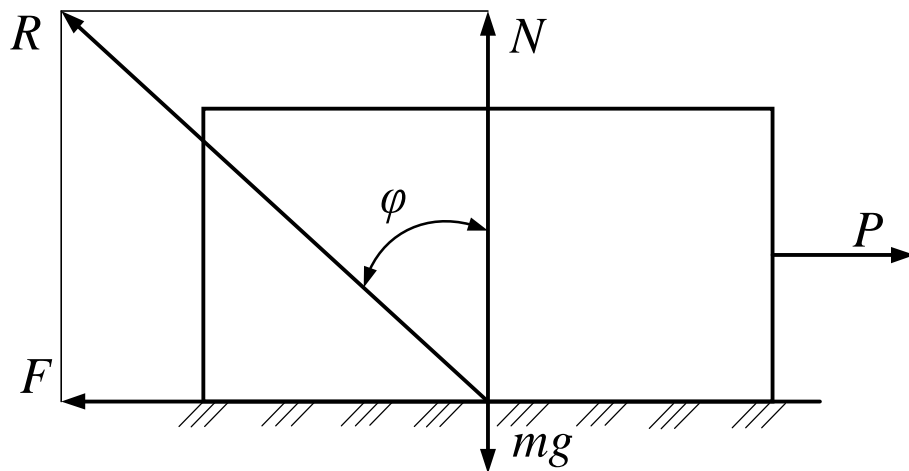


Рис. 2.1.1. До визначення коефіцієнта зовнішнього тертя

Коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту f , можна визначити, розмістивши матеріал на площині, кут нахилу α якої регульований (рис. 2.1.2).

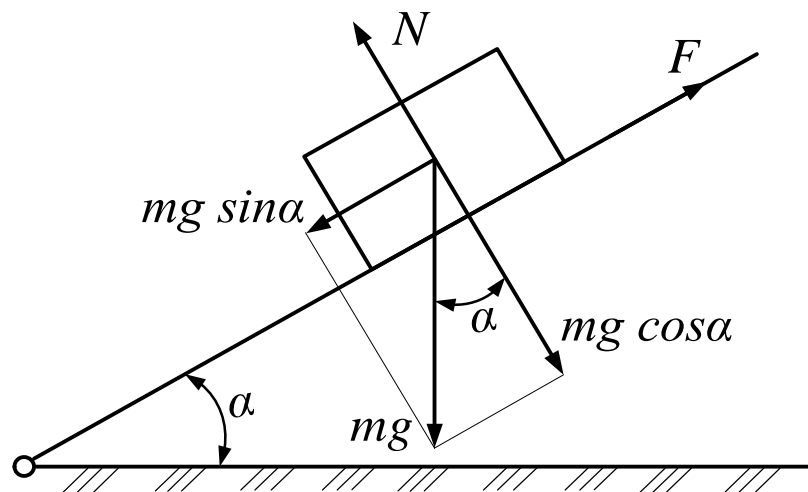


Рис. 2.1.2. До визначення кута зовнішнього тертя

Кут α нахилу площини у момент початку ковзання матеріалу по поверхні, є кутом зовнішнього тертя, який заміряють кутоміром.

При цьому:

$$\alpha = \varphi \quad (2.1.6.)$$

Залежність (2.1.6) знаходять із таких міркувань. В момент початку ковзання (див. рис. 2.1.2) сила, що зрушує матеріал $mg \sin \alpha$ буде дорівнювати силі тертя.

Отже, умова рівномірного руху:

$$mg \sin \alpha = F = N \operatorname{tg} \varphi \quad (2.1.7)$$

Якщо

$$N = mg \cos \alpha$$

рівняння (2.1.7) матиме вигляд:

$$mg \sin \alpha = mg \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi, \alpha = \varphi$$

Твердість ґрунту (опір зминанню) – здатність чинити опір проникненню в нього будь-якого тіла. Кількісно твердість ґрунту може виражатися зусиллям, яке необхідне для проникнення в ґрунт наконечника (конуса, циліндра, кулі). Для вимірювання цього зусилля існує кілька типів твердомірів: ударної дії, статичного навантаження, пістолетного типу та динамометричні.

Широко застосовують динамометричний твердомір, схему якого наведено на рис. 2.1.3, *a*. Він складається з опори 5, штанги 1, пружини 2, рукоятки 3 і наконечника (деформатора) 4. Твердомір обладнаний записувальним пристроєм (на схемі відсутній), що записує діаграму залежності стиснення пружини у приладу від глибини h занурення наконечника у ґрунт.

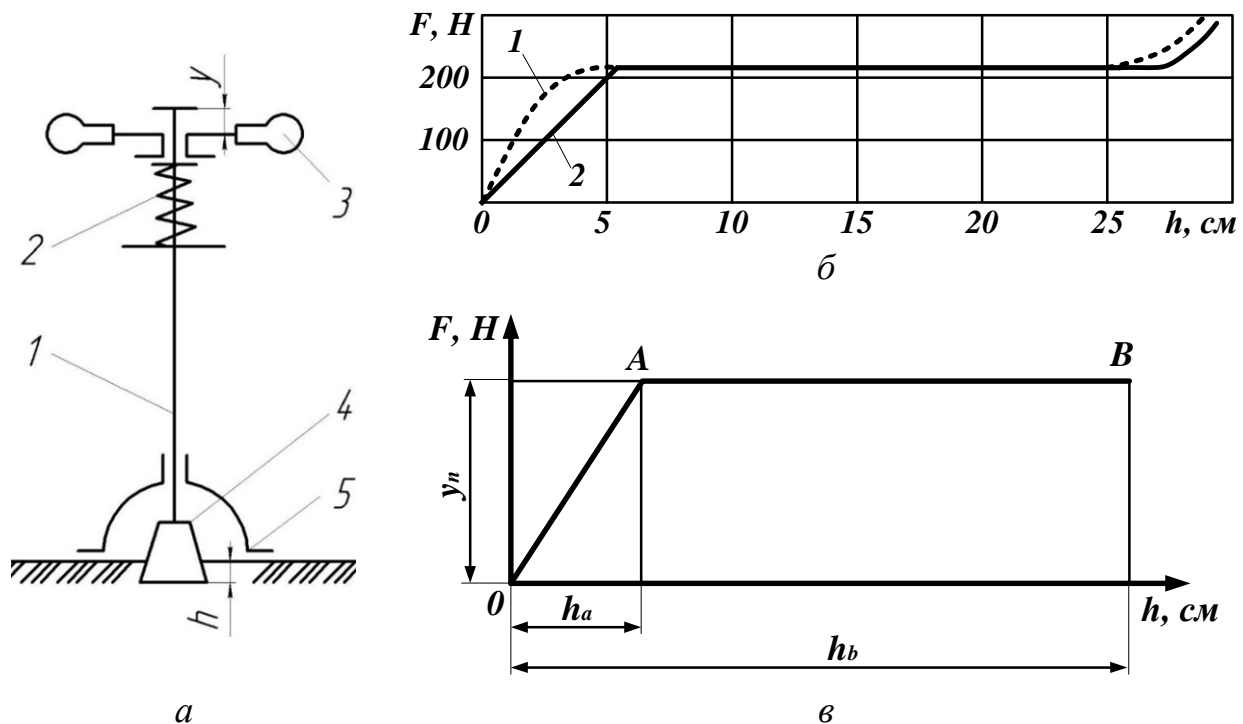


Рис. 2.1.3. Твердомір динамометричного типу:

a – схема твердоміра: 1 – штанга; 2 – пружина; 3 – рукоятка; 4 – наконечник; 5 – опора; *б* – діаграма твердоміра з наконечниками: 1 - циліндричним; 2 - конічним; *в* - діаграма, що характеризує зміну сили опору від глибини вдавлювання наконечників

На рис. 2.1.3, б наведено діаграми залежності сили опору від глибини вдавлювання циліндричного і конічного наконечників у ґрунт. На початку вдавлювання сила опору конічного наконечника зростає пропорційно, а циліндричного - більш інтенсивно. Але після вдавлювання на глибину понад 5...6 см сила F для обох наконечників залишається однаковою. Лише після проходження орного шару сила опору зростає, оскільки наконечник зазнає опору підорного ущільненого шару ґрунту.

Користуючись діаграмою залежності сили опору від глибини вдавлювання наконечника, записаною твердоміром, визначають твердість p ґрунту:

$$p = k u_c / S,$$

де k – жорсткість пружини, Н/см;

u_c – середня ордината діаграми, см;

S – площа поперечного перерізу наконечника, см².

Твердість ґрунту змінюється за глибиною, тому її визначають на горизонтах глибиною 0...10 см, 10...20 см, 20...30 см.

Найбільш повне уявлення про твердість ґрунту дає середнє значення, отримане за результатами більше 20 замірів на різних ділянках поля.

Вологість ґрунту суттєво впливає на інші його фізико-механічні властивості: твердість, коефіцієнт зовнішнього тертя та інші.

Кількість води, що є в ґрунті, залежить від абсолютної вологості ω_a , %, яка визначається залежністю:

$$\omega_a = \frac{m_B - m_C}{m_C} \cdot 100\% \quad (2.1.8)$$

де m_B і m_C – маса, відповідно, вологого і сухого ґрунту.

Сухим вважається ґрунт, вага якого при подальшому сушінні (за температури $t = 100 \dots 105^\circ C$) практично незмінна.

Визначаючи ступінь зволоження ґрунту з різним механічним складом, доцільно користуватися відносною вологістю ґрунту ω_B , %:

$$\omega_B = \frac{\omega_a}{\omega_{II}} \quad (2.1.9)$$

де ω_a – абсолютна вологість при польовій вологомісткості ґрунту.

Обладнання і прилади

Для виконання роботи потрібні: пристрій для визначення кута зовнішнього тертя ґрунту, твердомір динамометричного типу, сушильна шафа, бюкси, лабораторні ваги, лінійка.

Порядок і методика виконання роботи

1. Визначити коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту.

Установка для визначення зовнішнього кута тертя має станину 6 (рис. 2.1.4.), гвинтовий механізм 5, платформу 2 для кріплення різних видів поверхонь (сталь, дерево і ін.) та кутомір 1 для визначення кута нахилу платформи.

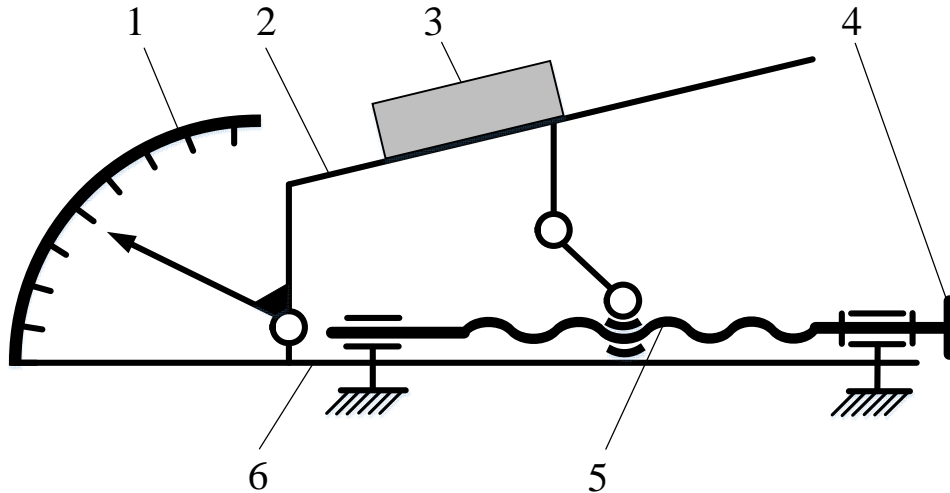


Рис. 2.1.4. Схема пристрою для визначення кута зовнішнього тертя ґрунту:
1 – кутомір; 2 – платформа; 3 – заготовка ґрунту; 4 – маховичок; 5 – гвинтовий механізм, 6 - станина

Заготовку ґрунту 3 кладуть на поверхню платформи 2. Обертаючи гвинт маховичком 4 гвинтового механізму 5, змінюють кут нахилу платформи. Момент початку руху ґрунту фіксують за показами кутоміра 1.

Середнє значення кута тертя, отримують за результатами 3-х замірів на різних матеріалах та записують у таблицю 2.1.1.

Таблиця 2.1.1

Значення кута і коефіцієнта зовнішнього тертя залежно від групи ґрунту і поверхні

№ повторень	Ґрунт	Вид поверхні платформи	Кут тертя φ , град.	Коефіцієнт тертя $f = \operatorname{tg} \varphi$
1	Пісок			
2	–			
3	–			
1	Супісок			
2	–			
3	–			
1	Суглинок			
2	–			
3	–			
1	Глина			
2	–			
3	–			

2. Визначити твердість ґрунту.

Вивчити будову твердоміра. Підготувати пристрій самописець. Провести на стрічці самописця нульову лінію, яка відповідає положенню пружини до моменту занурення наконечника в ґрунт.

Встановити прилад у грантовому каналі опорною поверхнею і рівномірним тиском на рукоятку занурити наконечник на глибину 25...30 см. Перевірити якість запису діаграми. Провести запис трьох діаграм на різних ділянках грантового каналу.

Визначити середню твердість ґрунту в горизонтах 0...10 см, 10...20 см і 20...30 см, ($k = 10,5 \text{ Н/см}$, $S = 2 \text{ см}^2$).

3. Визначити вологість ґрунту.

Взяти три бюкси і заповнити їх ґрунтом. Зважити бюкси з ґрунтом на лабораторних вагах з точністю до 0,01 г. Помістити бюкси у сушильну шафу при температурі $t = 100 \dots 105^\circ \text{C}$. Через 4 години взяти бюкси із сушильної шафи і зважити їх. Результати записати в журнал. Знову розмістити бюкси в сушильній шафі, через 1 годину взяти їх із шафи і зважити. Різниця ваги після першого і другого сушіння не повинна перевищувати 0,05 г. Якщо різниця більша 0,05 г, то бюкси знову розмістити в сушильну шафу на 1...2 год і після цього знову зважити. Далі за формулою (2.1.8) визначити середню абсолютну вологість ґрунту.

Контрольні запитання

1. Назвіть основні властивості ґрунту.
2. Дати визначення коефіцієнта зовнішнього тертя ґрунту.
3. Чим відрізняється абсолютна вологість ґрунту від польової?
4. Дати визначення твердості ґрунту.
5. Назвіть шляхи зменшення твердості ґрунту.

Лабораторна робота № 2.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАГЛИБЛЕННЯ НАЧІПНОГО ПЛУГА

Завдання

Вивчити вплив розмірів начіпки трактора на процес заглиблення плуга.

Короткі теоретичні відомості

При вивченні роботи начіпних плугів, особливу увагу слід звернути на процес заглиблення робочих органів у ґрунт.

Начіпний плуг з'єднаний з трактором за допомогою начіпки. Механізм начіпки (рис. 2.2.1) складається із двох нижніх тяг 0–1, які з'єднані із важелями піднімання 5–3' двома розкосами 5–6. Важелі піднімання зв'язані зі штоком гідроциліндра. Верхня тяга механізму начіпки 3–2 з'єднана з ланкою 1–2 начіпної машини. Ця ланка замикає зовнішній чотирихланковий механізм 0–1–2–3.

Розміри ланок механізму начіпки суттєво впливають на процес заглиблення плуга в ґрунт.

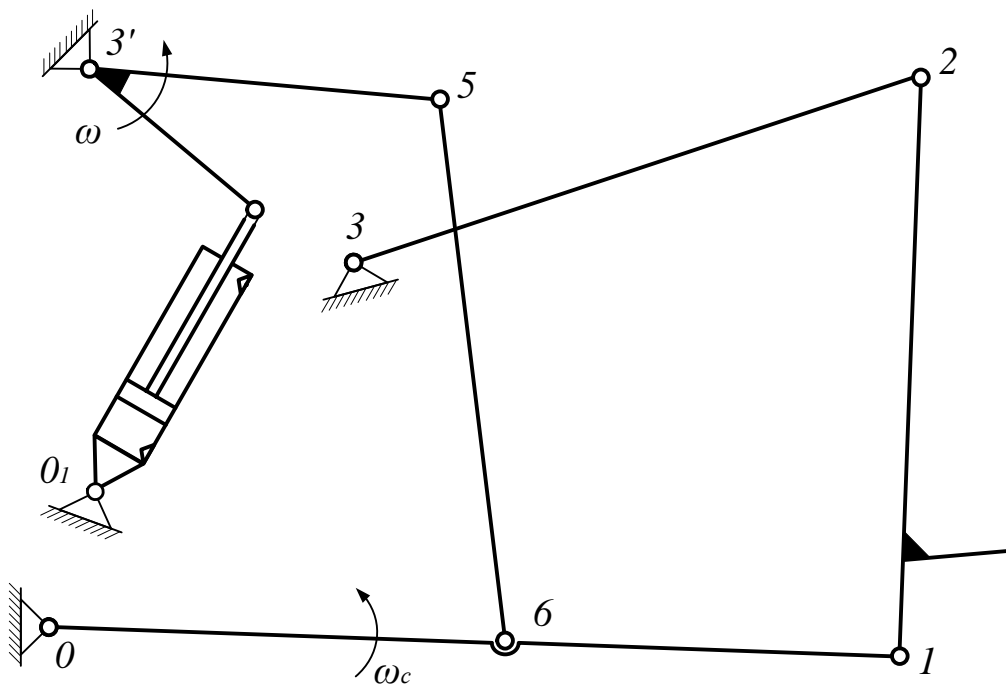


Рис. 2.2.1. Схема механізму начіпки

Процес заглиблення. Якщо рівнодійну усіх сил, які діють на плуг при заглибленні, позначити R (рис. 2.2.2), а h – плече рівнодійної відносно точки π (миттєвий центр обертання ланки 1–2, то момент, що сприяє заглибленню, дорівнює $M_3 = R h$.

Заглиблення буде відбуватися до того часу, поки $h > 0$. Якщо $h = 0$, плуг втрачає здатність заглиблюватися. На практиці h завжди дещо більше нуля, а для обмеження заглиблення використовують опорне колесо.

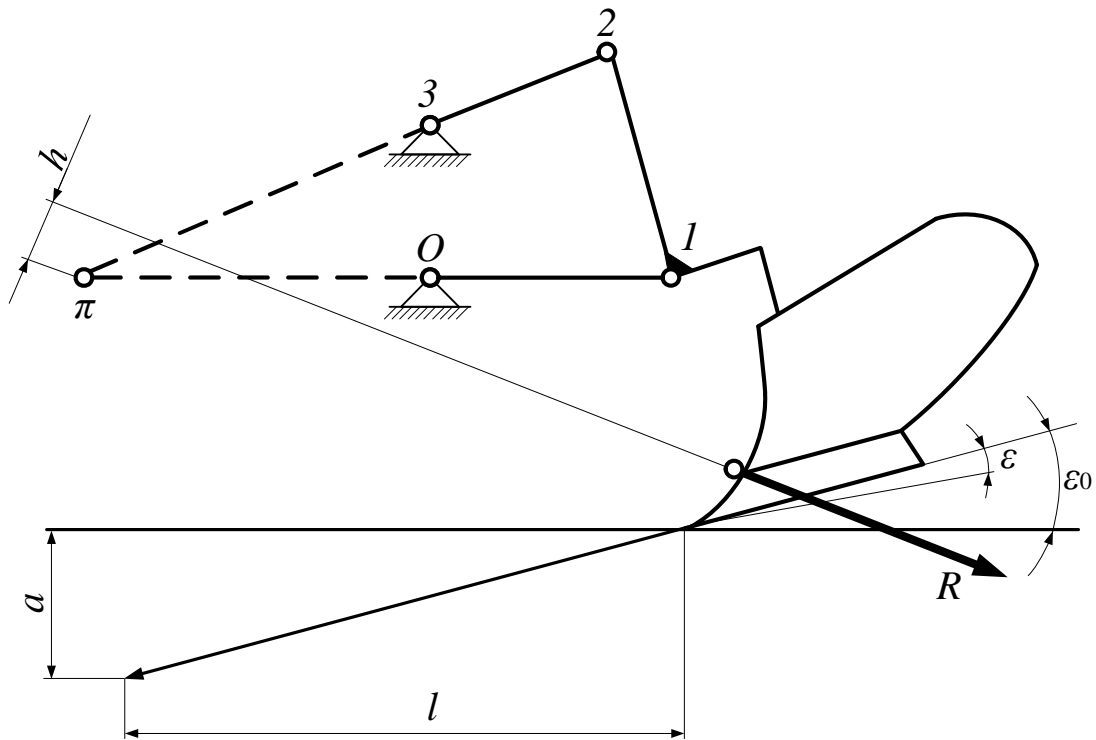


Рис. 2.2.2. Схема заглиблення плуга

Встановлено, що на початку заглиблення опорна площа корпусу плуга повинна бути нахилена до поверхні поля під кутом $\varepsilon_0 = 4 \dots 8^\circ$. В процесі заглиблення цей кут зменшується і на заданій глибині a становить $\varepsilon \cong 1^\circ$. Таке розташування опорної поверхні корпусу, на початку і в кінці заглиблення, може бути забезпечене тільки у тому випадку, якщо миттєвий центр обертання π ланки 1–2 попереду осі підвісу (шарніру 1). Це можливо тільки за умови певної довжини ланки 1–2.

Довжина шляху заглиблення можна вирахувати за формулою Г.Н. Синєокова:

$$L = a \operatorname{ctg} \left(\frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{2} \right) \quad (2.2.1)$$

Обладнання і прилади

Вивчення процесу заглиблення начіпного плуга проводять на рівному майданчику. Для виконання роботи необхідно підготувати трактор і начіпний плуг, мати підставку, лінійку (рулетку), кутомір. Додатково необхідно підготувати ланку 1–2 із змінною довжиною (виготовити з отворами). Схема лабораторної роботи наведена на рис. 2.2.3.

Порядок і методика виконання роботи

Відрегулювати механізм начіпки трактора для роботи з плугом на задану глибину. Встановити механізм начіпки у робоче положення плуга на висоті H ланки 1–2. Рама плуга в робочому положенні повинна бути горизонтальною ($\gamma = 0$), це досягається зміною довжини верхньої тяги начіпної системи трактора.

Вивчити вплив розміру ланки 1–2 (величини H) на заглиблення плуга a .

Для цього палець верхньої тяги встановлюють у відповідний отвір ланки 1–2. В усіх випадках довжину верхньої тяги регулюють таким чином, щоб рама плуга в робочому положенні була горизонтальною, тобто $\gamma = 0$.

У транспортному положенні плуга кутміром визначають кут нахилу рами до горизонту γ_T . Рулеткою вимірюють відстань h_T між нижньою точкою плуга і поверхнею поля/майданчика. Тоді величину робочого «просвіту» можна визначити за формулою:

$$h_p = h_T - a, \quad (2.2.2)$$

де a – глибина оранки.

Для визначення кута ε_0 використовують додаткову підставку Π (рис. 2.2.3), висота якої рівна глибині оранки. Підставку розміщують під лемешем переднього корпусу. Майстер встановлює важіль гідророзподільника трактора в «плаваюче положення», опускає плуг до упору корпусу в підставку. Користуючись кутміром, знаходять кут нахилу рами плуга до горизонту γ_0 .

Величина кута ε_0 визначається за формулою:

$$\varepsilon_0 = \gamma_0 + \varepsilon, \quad (2.2.3)$$

Довжину шляху заглиблення визначають з рівняння (2.2.1). Результати вимірів записують в таблицю 2.2.1.

Таблиця 2.2.1

Показники вимірювань

Показники	Довжина ланки 1–2				
Кут нахилу рами до горизонту, γ_T					
Величина транспортного «просвіту», h_T					
Кут, ε_0					
Довжина шляху заглиблення, L					

За результатами вимірювань будують графіки зміни кута ε_0 і шляху заглиблення в залежності від довжини ланки 1–2 (величина H)

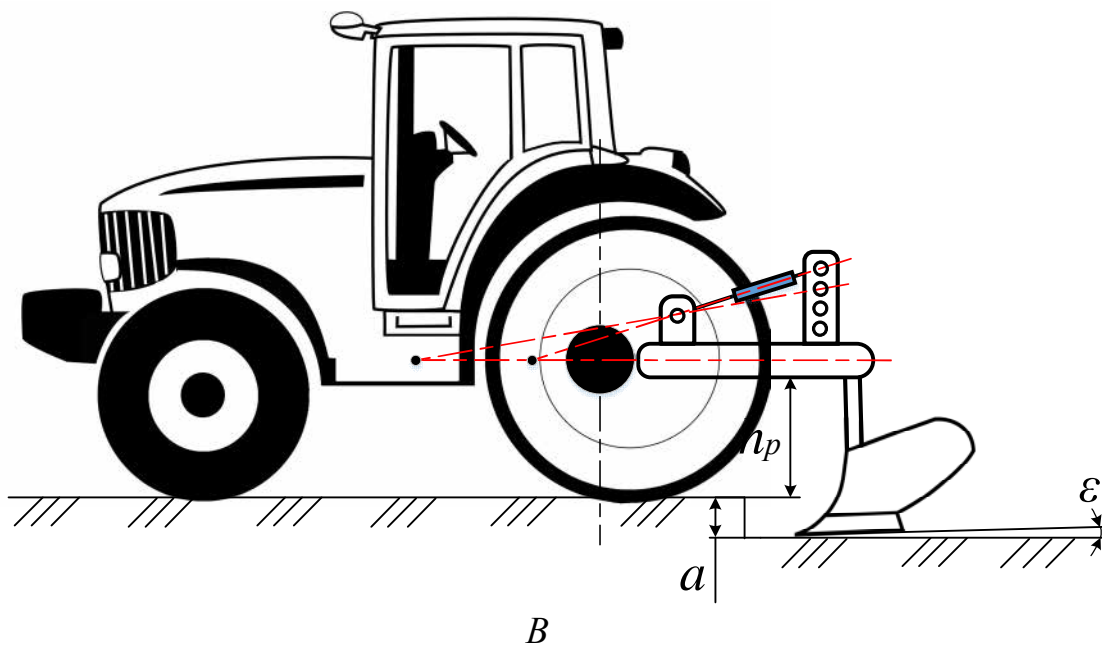
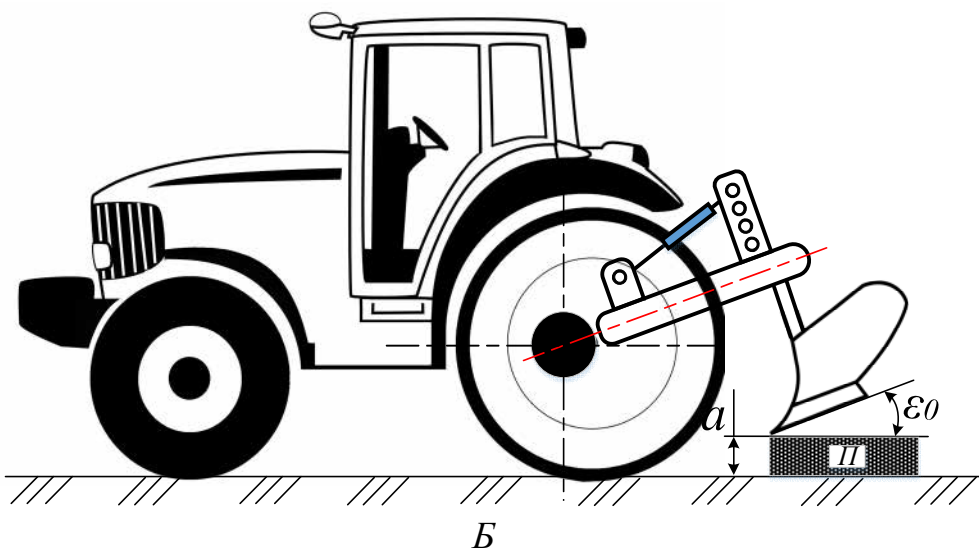
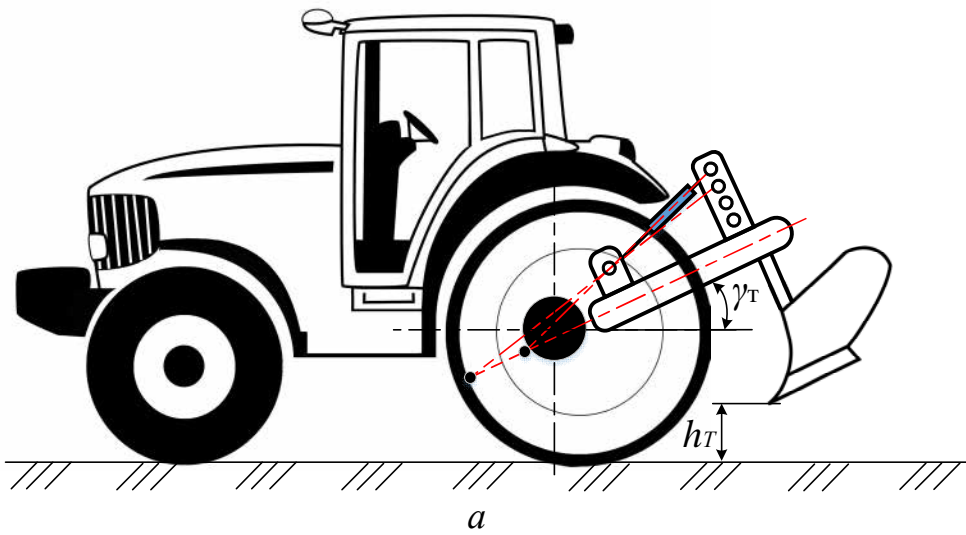


Рис. 2.2.3. Схема лабораторної роботи:

a – транспортне положення плуга; *б* – плуг встановлено на задану глибину;
в – робоче положення плуга

Контрольні питання

1. Назвіть складові елементи начіпки трактора і плуга.
2. Назвіть умову рівноваги плуга в поздовжньо-вертикальній площині.
3. Поясніть фізичну сутність миттєвого центра обертання при роботі плуга.
4. Які фактори впливають на процес заглиблення плуга в ґрунт?
5. Яка можлива причина нерівномірності глибини оранки?

Лабораторна робота № 2.3

ВИЗНАЧЕННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ КОТУШКОВИХ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ

Мета роботи

Оцінити якість роботи катушкових висівних апаратів зернових сівалок шляхом визначення відхилення від заданої норми висіву і нерівномірності висіву між окремими висівними апаратами.

Короткі теоретичні відомості

Основним робочим органом зернових сівалок, від якого залежить рівномірність висіву насіння, є висівний апарат катушкового типу.

Катушково-жолобчасті висівні апарати – це універсальні механічні дозатори (рис. 2.3.1), які використовуються, в основному, для сівби зернових, зерноотрав'яних, трав'яних та овочевих культур. Вони прості за конструкцією, надійні в роботі, але формують нерівномірний потік насіння, особливо при зменшенні довжини робочої частини катушки.

Норму висіву катушкових висівних апаратах з гвинтовими жолобками регулюють зміною обертів катушки.

В роботі передбачено вивчення якісних показників роботи висівних апаратів, а саме:

– *нерівномірності висіву між окремими апаратами*, тобто відношення середнього відхилення висіву насіння усіма апаратами до середньої арифметичної маси насіння висіяного одним апаратом у відсотках;

– *відхилення від заданої норми висіву*, тобто відношення середнього арифметичного відхилення в грамах до середньої арифметичної маси насіння, висіяної усіма апаратами.

Згідно з якісними показниками роботи сівалок нерівномірність висіву між окремими апаратами допускається:

- для зернових - не більше $\pm 3 \%$;
- для бобових – $\pm 4 \%$.

Відхилення від заданої норми висіву не повинно перевищувати $\pm 2 \%$.

Визначення нерівномірності висіву окремими висівними апаратами

В роботі визначають такі показники:

- середню масу насіння, висіяного кожним апаратом з трьох повторностей;
- середню масу насіння, висіяного з усіх робочих апаратів, встановлених на стенді;
- відхилення середньої маси насіння, висіяного кожним апаратом з трьох повторностей від середньої маси насіння, висіяного одним апаратом з усіх робочих апаратів у грамах і відсотках;
- середнє квадратичне відхилення та коефіцієнт варіації нерівномірності висіву.

Середню масу насіння, висіяного кожним апаратом з трьох повторностей визначають за формулою:

$$\bar{x}_i = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (2.3.1)$$

де x_i – маса насіння, висіяного кожним апаратом в кожній повторності, грам;
 n – кількість повторностей.

Середню масу насіння висіяного усіма робочими апаратами встановленими на стенді (середнє для усіх апаратів) визначають як:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{n_a} \bar{x}_i}{n_a}, \quad (2.3.2)$$

де n_a – кількість робочих апаратів, встановлених на стенді.

Відхилення середньої маси насіння, висіяного усіма апаратами у кожній повторності (\bar{x}_i) від середньої маси насіння висіяного усіма апаратами по окремій повторності (x_i) та одночасно усіх повторностей у грамах (a_i) і відсотках (δ_i) становлять:

$$a_i = \bar{x}_i - \bar{x}, \quad (2.3.3)$$

$$\delta_i = \frac{a_i}{\bar{x}} \cdot 100\%$$

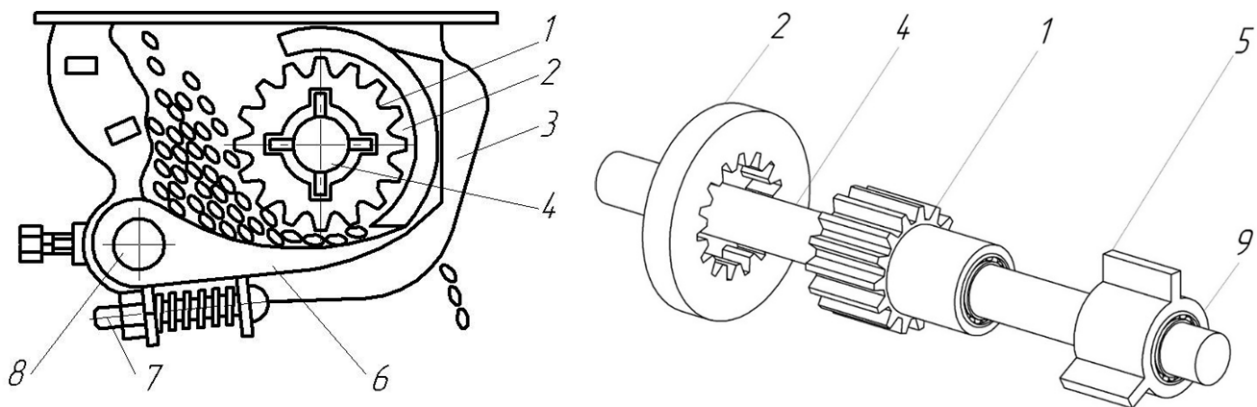


Рис. 2.3.1. Висівний апарат котушкового типу рядкової сівалки:

1 – котушка; 2 – розетка; 3 – корпус; 4 – вал; 5 – ребро муфти; 6 – клапан; 7 – регулювальний болт; 8 – вісь; 9 – муфта

Відповідно до даних відхилень маси насіння висіяного кожним апаратом від середнього значення будемо діаграму нерівномірності висіву між апаратами.

Середнє квадратичне відхилення і коефіцієнт варіації нерівномірності висіву визначають за формулами:

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum(x_i - \bar{x}_i)^2}{n_a - 1}}$$

$$v = \frac{\sigma}{\bar{x}} \cdot 100\%$$
(2.3.4)

Визначення відхилення від заданої норми висіву насіння

В роботі визначають такі показники:

- сумарну масу насіння, висіяного усіма апаратами у кожній повторності;
- середню масу насіння висіяного усіма апаратами з усіх повторностей;
- відхилення середньої маси насіння, висіяного усіма апаратами у кожній повторності від середньої маси насіння, висіяного усіма апаратами із усіх повторностей у грамах і відсотках;
- середнє квадратичне відхилення та коефіцієнт варіації нестабільності загального висіву.

Сумарна маса насіння, що висіяна усіма апаратами в кожній повторності становить:

$$q_i = \frac{\sum_{i=1}^{n_a} x_i}{n_a},$$
(2.3.5)

Середня маса насіння, висіяного усіма апаратами з усіх повторностей, визначають за формулою:

$$\bar{q}_i = \frac{\sum_{i=1}^{n_a} q_i}{n},$$
(2.3.6)

де n – кількість повторностей.

Відхилення середньої маси насіння, висіяного усіма апаратами у кожній повторності (q_i) від середньої маси насіння (\bar{q}), висіяного усіма апаратами по окремій повторності (a'_i) та одночасно усіх повторностях у грамах (\bar{a}) і відсотках (δ_i) становлять:

$$a'_i = q_i - \bar{q}$$
(2.3.7)

$$\bar{a}' = \pm \frac{\sum_{i=1}^n |a_i|}{n}$$

$$\delta' = \frac{\bar{a}'}{\bar{q}} \cdot 100\%$$
(2.3.8)

$$\sigma' = \pm \sqrt{\frac{\sum (q_i - \bar{q})^2}{n - 1}}$$

$$v' = \frac{\sigma'}{\bar{q}} \cdot 100\%$$
(2.3.9)

Обладнання, прилади, матеріали

Висівні апарати з гвинтовими жолобками, насіння зернових культур, ваги технічні.

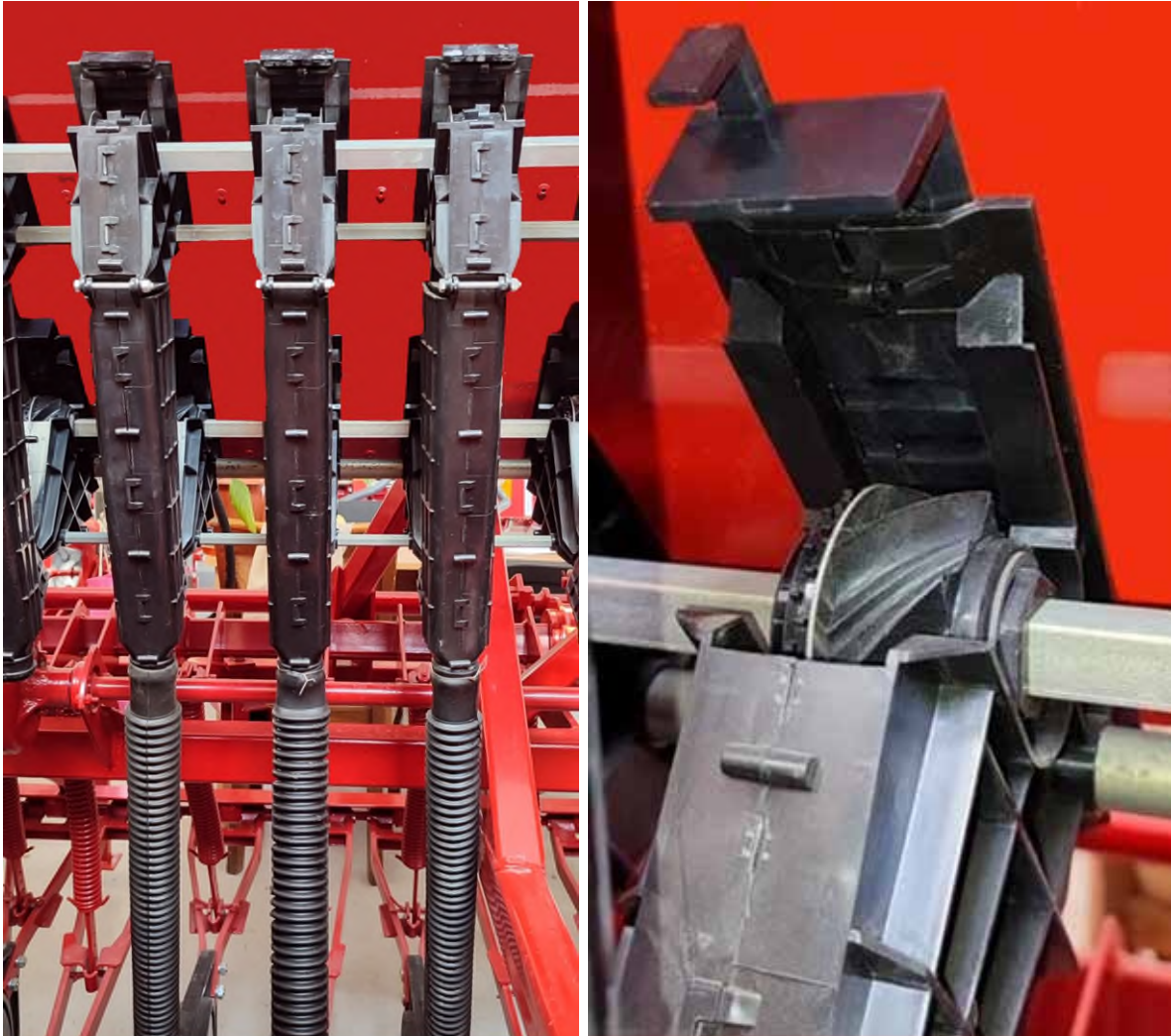


Рис. 2.3.2. Висівні апарати із гвинтовими жолобками (сівалка ASTRA-3,6V)

Порядок виконання роботи

1. Для визначення нерівномірності висіву між апаратами та нестійкості загального висіву, висівні апарати встановлюють на висів заданої норми і відбирають проби у трикратній повторності.
2. Насіння, яке висіяне за 10 обертів котушки кожним висівним апаратом, збирають у місткості і визначають їх масу в грамах.
3. Результати зважувань записують у таблицю, яка містить дані про нерівномірність та нестійкість висіву.

Звіт

У звіті до лабораторної роботи необхідно навести: мету роботи, порядок проведення експерименту, результати експерименту (таблиця), обробку результатів експерименту, діаграму нерівномірності висіву насіння між висівними апаратами зернової сівалки, висновки.

Таблиця 2.3.1

Результати експерименту

Номер висівного апарата	Маса висіяного насіння, x_i, g			Сума	Середнє	Середньоквадратичне відхилення і коефіцієнт варіації	
	Повторності					$\sum x_i$	\bar{x}_i
	1	2	3				
1							
2							
3							
4							
5							
Сума							
Середнє							

Контрольні запитання

1. За якими якісними показниками оцінюють катушкові висівні апарати зернових сівалок?
2. Який метод застосовується для оцінки рівномірності подачі насіння висівними апаратами?
3. Які основні показники рівномірності висіву насіння?
4. Яка нерівномірність висіву насіння, згідно з якісними показниками, є допустимою для катушкових висівних апаратів?
5. Яка нестійкість загального висіву насіння, згідно з якісними показниками, є допустимою для катушкових висівних апаратів?
6. Які фактори впливають на рівномірність подачі насіння висівним апаратом і яким чином враховується цей вплив?

Лабораторна робота № 2.4

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИНИ РОЗРІДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ НА ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ВАКУУМНОГО ПНЕВМОМЕХАНІЧНОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА

Мета роботи

Дослідити вплив величини розрідження повітряного потоку на якість висіву насіння.

Під час виконання лабораторної роботи, відповідно до заданих умов роботи сівалки, підібрати висівний диск, передаточне число редуктора привода і дослідити, як впливає зміна розрідження повітряного потоку на якість висіву. Дати рекомендації по регулюванню пневмомеханічного висівного апарата.

Короткі теоретичні відомості

Формування однозернового висіву включає заповнення робочих елементів дозаторів насінням, видалення зайвого насіння з робочих елементів, транспортування насіння в зону висіву, вивантаження насіння з робочих елементів.

Однозернові висівні апарати за способом дії поділяють на механічні і пневмомеханічні. Пневмомеханічні однозернові висівні апарати за дією пневматичної системи поділяють на: дискові з вакуумною камерою (рис. 2.4.1) та дискові з надлишковим тиском.

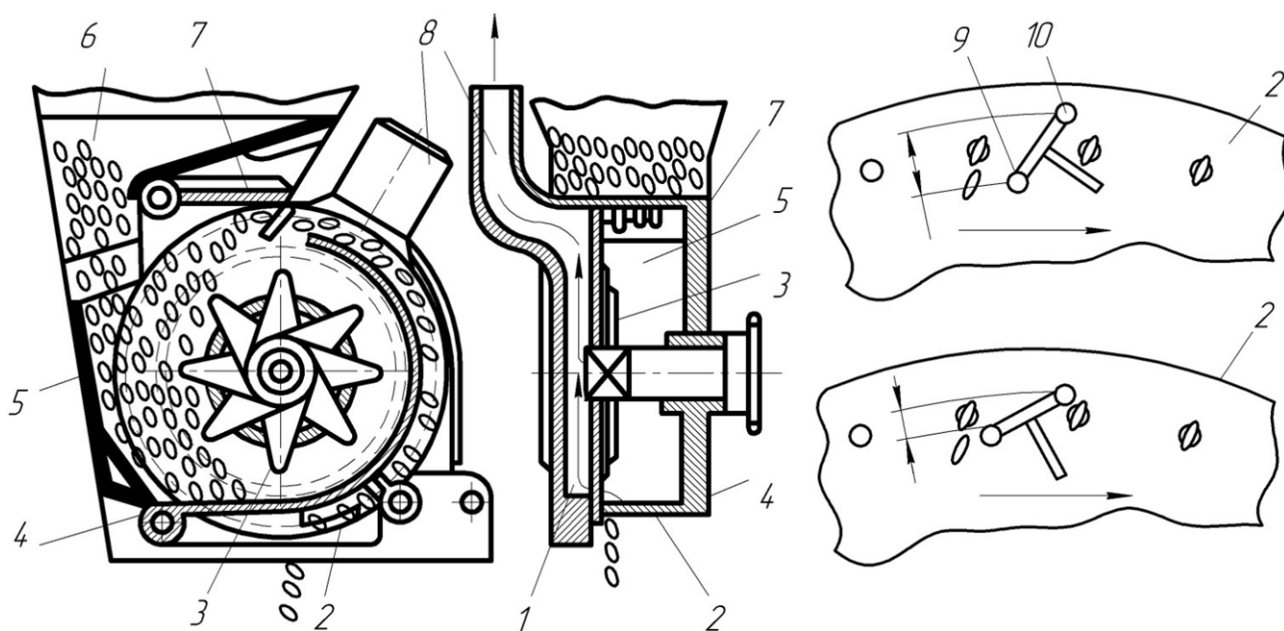


Рис. 2.4.1. Пневмомеханічний висівний апарат з вакуумною камерою:

1 – вакуумна камера; 2 – диск; 3 – ворушилка; 4 – корпус; 5 – забірна камера насіння; 6 – бункер; 7 – вилка скидача зайвого насіння; 8 – повітропровід; 9 і 10 – штирі скидача зайвого насіння

Пневмомеханічні однозернові висівні апарати свою назву отримали завдяки тому, що для заповнення висівних отворів насінням встановлена пневматична система, а механічна частина – диски з отворами, призначена для виносу насіння з насінневої камери до сошників (при обертанні висівного диску). Пневматичні системи цих апаратів засновані на використанні розрідження (вакууму) або надлишкового тиску.

Основною перевагою пневмомеханічних висівних апаратів перед механічними є можливість висіву некаліброваного насіння.

Недоліком таких апаратів є те, що до отворів може присмоктуватися не одне, а декілька насінин. З метою уникнення цього в апаратах встановлюють скидачі зайвого насіння.

До основних параметрів пневмомеханічного висівного апарата відносять діаметр і кількість отворів у висівному диску, частота обертання диска, величина розрідження повітря у вакуумній камері.

Діаметр отворів на дисках визначають із співвідношення:

$$d = (0,6 \dots 0,7)b,$$

де b – середня ширина насінин, що висіваються, мм.

Кількість отворів у диску залежить від норми висіву або кількості насіння висіяного на погонний метр (крок пунктиру). Між параметрами висівного диска існує така залежність:

$$z = \frac{60V_c}{n t}$$

де V_c – швидкість сівалки, м/с;

z – кількість отворів, шт.;

n – частота обертів висівного диску. об/хв;

t – крок пунктиру, мм.

Частоту обертання висівного диска описують залежністю:

$$n = \frac{30 \cdot V_c}{k \cdot \pi \cdot D_0},$$

де D_0 – діаметр розташування отворів, мм;

k – коефіцієнт, що враховує неправильну форму насіння і неповне перекриття отвору, $k = (0,5 \dots 0,7)$;

Величина розрідження повітряного потоку мусить приблизно відповідати масі насіння і може бути обчислена за формулою:

$$\Delta P \geq \frac{P_{\text{пр}}}{k f}$$

де ΔP – тиск розрідження, кПа;

$P_{\text{пр}}$ – потрібна сила присмокування, Н.

f – площа отвору висівного диску, м².

Потрібну силу присмокування визначають із залежності:

$$P_{\text{пр}} = mg$$

де m – маса насіння, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

Обладнання і прилади

Лабораторна установка складається з висівної секції сівалки VEGA-4 (рис. 2.4.2), яка має окремий привод з використанням електродвигуна.

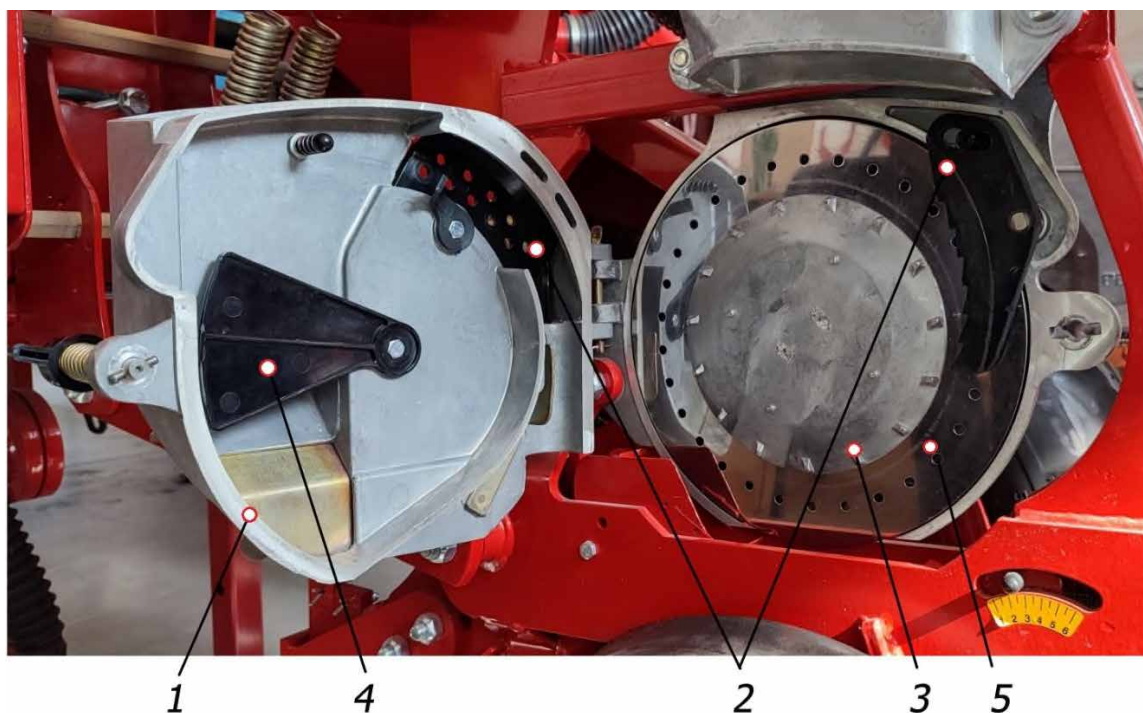


Рис. 2.4.2. Висівний апарат сівалки VEGA-4:

1 – кришка висівного апарата; 2 – верхній та нижній скидач зайвих насінин;
3 – ворушила; 4 – регульовальна заслінка; 5 – висівний диск

Для контролю величини розрідження повітря встановлено вакуумметр. Частота обертів висівного диска регулюється за допомогою редуктора висівної секції, на який передається обертальний рух від колеса сівалки, що опирається

на два вальці. Вальці в свою чергу приводяться від електродвигуна. Таким чином імітується перекочування колеса по ґрунту.

Зміна величини розрідження у вакуумній камері висівного апарата досягається за рахунок повороту клапана на корпусі вентилятора, в результаті чого система сполучається із зовнішнім простором і розрідження зменшується.

Порядок і методика виконання роботи

Відповідно до заданих умов роботи сівалки, на висівний апарат встановлюють необхідний диск, а на редукторі відповідне передаточне число. У бункер засипають насіння, під вихідний патрубок висівного апарата підставляють місткість для висіяного зерна. Скидач зайвого насіння встановлюють на максимальне значення.

Вмикають вентилятор і встановлюють необхідне розрідження – максимальне, середнє і мінімальне, і на кожному з режимів прокручують висівний апарат у трикратній повторності. При увімкненому приводі висівного апарата колесо має зробити 11 обертів, що відповідає одній сотій частині від норми висіву на гектар, або довжині засіяного рядка, що дорівнює 18 м.

Висіяне зерно поштучно рахують і результати заносять в таблицю.

За середніми значеннями кількості висіяного насіння при різних величинах розрідження, будуємо графік впливу величини розрідження на якість висіву (тобто наявність двійників і пропусків). У висновках зазначаємо за якої величини розрідження отримані найкращі результати.

Звіт

У звіті до лабораторної роботи потрібно навести: мету роботи, методику проведення експерименту, результати проведених дослідів (таблиця), розрахунки, графік залежності висіву від величини розрідження, висновки.

Таблиця 2.4.1

Результати дослідів

Культура _____, норма висіву _____ шт/м.,
Середня ширина насіння _____ мм.

Висівний диск			Величина розрідження повітряного потоку ΔP , кПа	Кількість висіяного насіння					Фактичний висів, шт.
<i>d</i> , мм	<i>z</i> , шт.	<i>n</i> , об/хв		Повторення, шт			Середнє		
			1	2	3	шт.	%		

Контрольні запитання

1. Від яких факторів залежить сила присмоктування насіння до отворів диска?
2. Як на лабораторній установці відрегулювати величину розрідження?
3. Як визначити необхідне розрідження повітряного потоку для роботи пневматичного висівного апарата?
4. Як впливає величина розрідження потоку на кількість висіяного насіння?

Лабораторна робота № 2.5

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИТРАТИ РОБОЧОЇ РІДИНИ РОЗПИЛЮВАЛЬНИМИ НАКОНЕЧНИКАМИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЇХ ТИПУ І ТИСКУ В НАПІРНІЙ МАГІСТРАЛІ ОБПРИСКУВАЧА

Мета роботи

Вибрати розпилювач пестицидів для забезпечення норми витрати робочої рідини, дисперсності розпилу, рівномірності обробки та ступеня осідання препарату на об'єкт обробки.

Визначити залежність витрати робочої рідини від тиску в напірній магістралі обприскувача та визначити коефіцієнти витрати розпилювальних наконечників.

Короткі теоретичні відомості

Показники ефективності хімічної обробки сільськогосподарських культур в значній мірі залежать від якості роботи розпилювачів. В технологічному процесі роботи обприскувачів, **розпилювальні наконечники** відіграють головну роль.

Розпилювач – ключовий елемент обприскувача, від якого залежить ефективність обробки, економічні, експлуатаційні та екологічні показники обприскувача, а також мінімізація негативного впливу пестицидів на навколишнє середовище.

Основні показники якості роботи розпилювачів

Ефективність обприскування характеризується:

- нормою витрати робочої рідини;
- дисперсністю розпилу;
- рівномірністю обробки;
- ступенем осідання препарату на об'єкт оброблення.

Для більшості зернових та просапних культур **критична норма витрати робочої рідини** з умов утримування краплин на рослинах складає 350-400 л/га. при звичайному обприскуванні.

Густота покриття залежить від норми витрати робочої рідини, дисперсності розпилу та ступеня осідання краплин.

Дисперсність розпилу впливає на осідання краплин на об'єкт оброблення, ступінь покриття препаратом рослинної поверхні, утримання препарату на ній, проникненню у тканину та на його токсичність для шкідливих організмів.

Загальні технічні вимоги до розпилювачів

- допустима густота покриття краплинами верхньої сторони листа поверхні, що обробляється, повинна бути, не менше:
 - 20-30 шт/см² – для інсектицидів і системних гербіцидів;
 - 30-40 шт/см² – для контактних гербіцидів;
 - 50-70 шт/см² – для фунгіцидів;

- допустиме відхилення від заданої норми внесення робочої рідини не повинно перевищувати $\pm 5\%$;
- нерівномірність розподілу робочої рідини за шириною захвату (коефіцієнт варіації) не повинна перевищувати $\pm 25\%$;
- відхилення виливу рідини через окремий розпилювач від середньоарифметичного значення всіх розпилювачів на робочому режимі не повинне перевищувати $\pm 5\%$.

Основні типи розпилювачів та їх коротка характеристика

Показники якості обприскування залежать від типу та параметрів розпилювачів. Всі різновидності розпилювачів мають чітке кольорове ISO-кодування. Розпилювачі з однаковим цифровим позначенням, яке відображає кут факелу розпилу та типорозмір, мають однакову хвилинну витрату рідини.

Конічні розпилювачі (рис. 2.5.1.а) – забезпечують рівномірний розподіл рідини у вигляді конуса і використовуються для обприскування високих рослин (садових дерев і кущів).

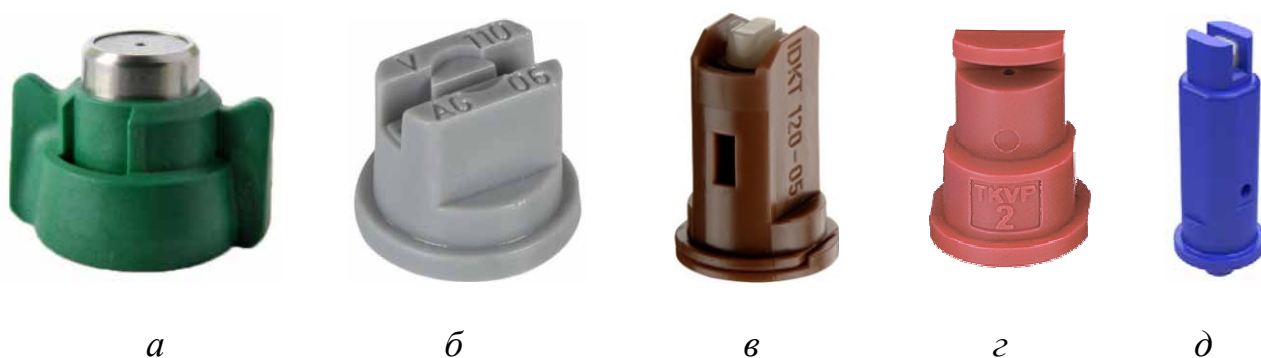


Рис. 2.5.1. Типи розпилювачів:

а – конічний; *б* – плоскоструминний; *в* – двофакельний плоскоструминний; *г* – дефлекторний; *д* – інжекторний щілинний плоскоструминний

Плоскоструминні розпилювачі (рис. 2.5.1.б) є найбільш універсальними, їх застосовують при всіх видах суцільного обприскування. Такі розпилювачі доцільно використовувати при швидкості вітру до 3-4 м/с та з робочим тиском до 0,3-0,4 МПа.

Плоскоструминні розпилювачі використовують для стрічкового внесення пестицидів та для нанесення робочих розчинів «під листя». Розпилювачі для стрічкового внесення виготовляються з кутом розпилу 90° та 60° . Вони забезпечують рівномірний розподіл робочої рідини по ширині стрічки. Ці розпилювачі найбільш універсальні, їх можна використовувати при передпосівній, досходовій та післясходовій обробках.

Двофакельні плоскоструминні розпилювачі (рис.2.5.1.в) завдяки різним кутам розпилення характеризуються кращим проникненням краплин в рослинний покрив, більш рівномірним покриттям рослинної поверхні, високою дисперсністю, кращим осіданням краплин на прямостоячі частини рослин. Такі

розпилювачі доцільно застосовувати у безвітряну погоду для внесення контактних інсектицидів, гербіцидів при післясходових обробках або фунгіцидів при боротьбі з хворобами колосу.

Дефлекторні розпилювачі (рис.2.5.1.з) направляють рідину через сопло на відбивну поверхню, розташовану навпроти вихідного отвору сопла. Струмінь, при ударі об неї, розтікається у вигляді суцільної плівки по поверхні дефлектора. Далі плівка розпадається на краплі, утворюючи плоский факел розпилу. Ці розпилювачі дроблять рідину на великі краплі - 250...400 мкм. Їх застосовують на штангових обприскувачах для внесення великих доз робочих рідин.

Інжекторні плоскоструминні розпилювачі (рис.2.5.1.д), в яких обприскування здійснюється краплинами 500-700 мкм, які в 2-4 рази більші ніж при звичайному обприскуванні і запобігають знесенню краплин вітром. Кожна краплина містить в собі певну кількість повітря і при попаданні на рослину лопається, розпадаючись на декілька дрібних краплин. В результаті утворені краплини на 50-75% менші від початкових крупних, що в свою чергу забезпечує ефективну дисперсність.

Найбільш поширені гідравлічні щілинні плоскоструминні розпилювачі, які, в свою чергу, поділяються на звичайні, двофакельні та інжекторні.

Маркування розпилювачів за кольором

Більшість американських і європейських виробників аксесуарів і комплектуючих для садових і польових обприскувачів використовують кольорове маркування розпилювачів, яке вказує на витрату рідини розпилювальними наконечниками. Маркування за номером і кольором спрощує вибір відповідного аксесуару при заміні штатного наконечника.

Розпилювачі відрізняються за формою, розмірами краплин, допустимим тиском та витратою робочої рідини. Саме за витратою рідини здійснюється маркування за кольором (табл. 2.5.1).

Таблиця 2.5.1

Вибір розпилювачів

(колір/об'ємна витрата, л/хв при фіксованому тиску 3 атм)

Калібр	Колір	Витрата, л/хв.
01	помаранчевий	0,39
015	зелений	0,59
02	жовтий	0,80
025	бузковий	0,99
03	синій	1,19
04	червоний	1,58
05	коричневий	1,97
06	сірий	2,36
08	білий	3,16
10	блакитний	3,86
15	салатовий	6,12
20	чорний	7,72

Таблиця дозволяє зіставити розпилювачі за їх кольором і значенням витрати. Дана система зародилася в США і тому номер (калібр) даного розпилювача показує прохідність в галонах (1 галон = 4,546 л). Тобто, номер 01 означає, що за 1 хвилину при тиску в 3 Бар через даний розпилювач пройде 0,1 галона води.

Оскільки 1 атмосфера дорівнює 1,013 бар, то можна рахувати в більш звичних для нас одиницях - атмосферах. Дана колірна система маркування є обов'язковою для більшості виробників з ЄС і США.

Багатопозиційні головки сучасних обприскувачів забезпечують регулювання дисперсності розпилення.



Рис. 2.5.2. Багатопозиційна головка з розпилювачами

Багатопозиційна головка складається з корпусу, в якому встановлені три, чотири або п'ять розпилювачів одного типу, котрі при однаковій величині робочого тиску мають різну витрату робочої рідини. Головка призначена для зміни в процесі роботи витрати рідини шляхом переключення розпилювачів з різною витратною характеристикою. На корпусі, поворотом обойми, залежно від норми витрати робочої рідини, встановлюють розпилювач у нижнє робоче положення до суміщення його каналу з вихідним отвором корпусу. Це дозволяє при заданому робочому тиску одночасно змінювати витрату робочої рідини і дисперсність розпилення.

Перевірка якості роботи розпилювачів

Для оцінки якості роботи розпилювачів використовують фізичні вимірювання, які передбачають визначення густоти покриття на оброблених об'єктах (бур'яни, комахи, посіви) або на штучних поверхнях (водочутливі картки або скляні пластинки).

При цьому обов'язково необхідно визначати показники, які характеризують метеорологічні умови проведення досліджень: (температура повітря, відносна вологість повітря, швидкість вітру, напрямок вітру та атмосферний тиск).

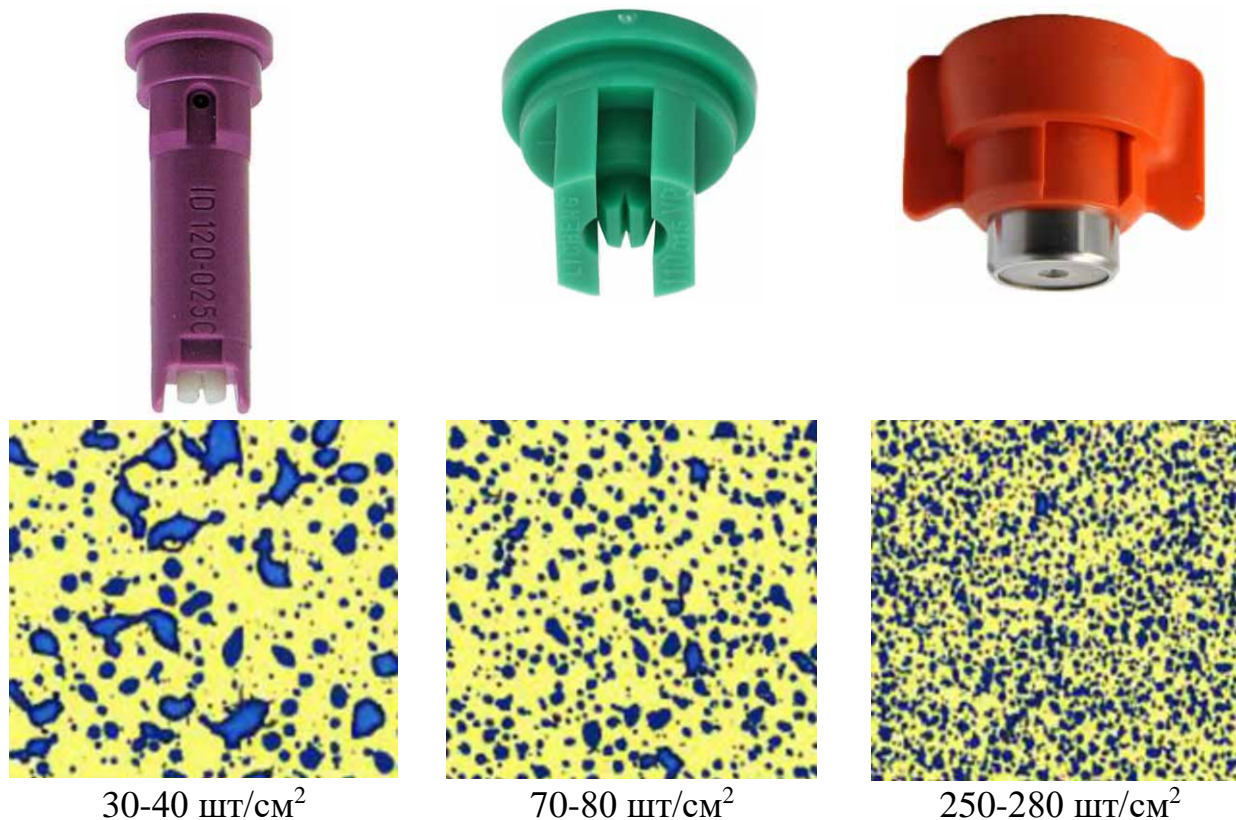
Ступінь покриття. Для отримання якісних результатів під час обприскування важливим є ступінь покриття об'єкту оброблення, тобто відношення площі поверхні, яка покрита робочою рідиною, до загальної площі об'єкта обприскування.

Встановлено, що для різних видів препаратів ступінь покриття має бути 0,5 – 1,0% для гербіцидів і 2,0 – 3,0% для фунгіцидів та інсектицидів. Зазначена ступінь покриття є критичною, тому що її зменшення призводить до різкого зниження ефективності застосування пестицидів.

Ступінь покриття залежить від двох параметрів – розміру крапель та їх кількості на одиницю площі (щільності покриття). За фіксованої норми витрати робочої рідини на одиницю площі, вплинути на ступінь покриття можна лише зміною розміру крапель.

Щільність покриття – це кількість крапель робочого розчину, яка відкладається на 1 см² поверхні, що обробляють. Для гербіцидів цей показник становить 20 – 40 крапель/см², а для фунгіцидів та інсектицидів він дещо вищий, і знаходиться в межах 50 – 70 крапель/см².

Максимально допустимий ступінь покриття має бути таким, щоб окремі краплі не зливалися між собою, тобто не потрібно створювати суцільного покриття, оскільки це призводить до втрат препарату.



30-40 шт/см²

70-80 шт/см²

250-280 шт/см²

Рис. 2.5.3. Щільність покриття в залежності від типу розпилювача

На розмір крапель великий вплив має тиск у системі обприскувача. Підвищення тиску в нагнітальній комунікації обприскувача, незалежно від типу розпилювачів, призводить до збільшення у складі факелу розпилу дрібних крапель. Зниження тиску має протилежний ефект. Тому на практиці рекомендується суворо витримувати рекомендовані діапазони тиску для кожного типу розпилювачів та орієнтованої норми внесення робочої рідини.

Вибрані розпилювачі повинні забезпечувати задану норми витрати робочої рідини при встановленій швидкості руху агрегату та робочого тиску в напірній магістралі.

Оскільки одну й ту ж норму витрати рідини, в більшості випадків, можна забезпечити розпилювачами різних типорозмірів при відповідному тиску.

Крупніші краплини утворюються при збільшенні отвору розпилювачів та зниженні тиску. Дрібніші – навпаки: при підвищенні тиску та зменшенні отвору розпилювачів. Крупніші краплини потрібно використовувати при внесенні ґрунтових гербіцидів та інсектицидів системної дії при швидкості вітру в межах від 3 м/с до 5 м/с.

Обприскування дрібнішими краплинами доцільно при внесенні контактних фунгіцидів і гербіцидів по вегетативно-розмножувальних бур'янах. Важливо також, щоб робочий тиск не перевищував допустимий в залежності від швидкості вітру з точки зору забезпечення екологічно безпечного обприскування.

Якість обприскування залежить також і від висоти розташування розпилювачів на штанзі. Ця висота, як правило, становить 0,5 м і вибрана із умови забезпечення відповідного перекриття факелів розпилу сусідніх розпилювачів.

Визначення коефіцієнта витрати рідини розпилювальними наконечниками

Витрату робочої рідини обприскувачем за одну хвилину (л/хв) відповідно до вибраних технологічних параметрів, визначають за формулою:

$$q = \frac{QBV}{600}, \text{ л/хв} \quad (2.5.1)$$

де Q – норма витрати робочої рідини, л/га;

B – ширина робочого захвату машини, м;

V – робоча швидкість агрегату, км/год.

Необхідну витрату робочої рідини за 1 хв через один розпилювач забезпечують площа перерізу вихідного сопла розпилювача та швидкість витікання рідини із сопла. У загальному випадку витрату робочої рідини за 1 хв через один розпилювач визначають за формулою:

$$q_1 = 0,06\mu S\sqrt{2gp}, \quad (2.5.2)$$

де μ – коефіцієнт витрати, який залежить від типу розпилювача. Його середні значення для інжекторних розпилювачів становлять 0,25, а для звичайних – 0,45;
 S – площа вихідного отвору розпилювача, мм²;
 g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 p – тиск робочої рідини на вході в розпилювач, м вод. ст.

Коефіцієнт витрат робочої рідини розпилювачем визначають за формулою:

$$\mu = \frac{q_1}{0,06S\sqrt{2gp}}. \quad (2.5.3)$$

Обладнання і прилади

Для виконання роботи потрібні: лабораторна установка (рис. 2.5.4), секундомір, мірна ємкість, штангенциркуль, ключі.

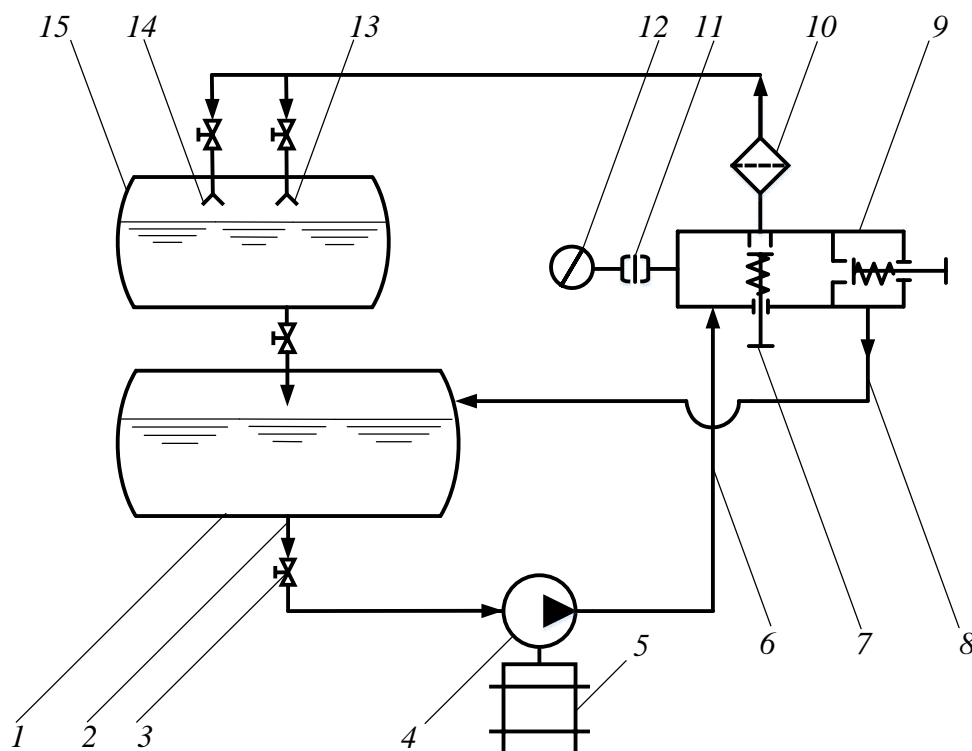


Рис. 2.5.4. Схема лабораторної установки для дослідження розпилювачів:

1 – резервуар; 2 – всмоктувальна магістраль; 3 – вентиль; 4 – насос; 5 – електродвигун; 6 – магістраль високого тиску (напірна магістраль); 7 – клапан подачі рідини до фільтра напірної магістралі; 8 – зливна магістраль; 9 – регулятор тиску; 10 – фільтр; 11 – демпферний пристрій; 12 – манометр; 13 – економічний наконечник (розпилювач); 14 – звичайний наконечник (розпилювач); 15 – мірна ємкість

Для дослідів використовують розпилювачі з діаметрами отворів, відповідно, 1,25 і 1,5 мм.

Робочий процес. Робоча рідина (див. рис. 2.5.4) із резервуара 1 насосом 4 через всмоктувальну 2 і напірну 6 магістралі подається до розпилювачів (інжекторного 13 або звичайного 14). Тиск у напірній магістралі змінюють регулятором тиску 9, а контролюють манометром 12. Фільтр 10 забезпечує очищення рідини. Витрату рідини визначають за допомогою мірної ємкості 15.

Розпилювачі 13 і 14 працюють почергово при перемиканні вентилів.

Порядок виконання роботи

1. При відкритому вентилі інжекторного розпилювача 13 за допомогою регулятора 9 встановлюють у напірній магістралі тиск 0,4 МПа, закривають вентиль ємкості 15 і одночасно вмикають секундомір. Після цього за шкалою мірної ємкості визначають витрати робочої рідини за 30 с роботи установки.

2. Витрати рідини для інжекторного і звичайного розпилювачів заміряють по черзі, встановлюючи тиск: 0,4; 0,6; 0,8 і 1,0 МПа.

3. Результати дослідів заносять у таблицю 2.5.2.

Таблиця 2.5.2

Результати дослідів

Тип розпилювача	Витрати рідини q , л (за 30 с)	Хвилин на витрату рідини q_1 , л/хв	Коефіцієнт витрати, μ	Тиск напірної магістралі p , МПа			
				0,4	0,6	0,8	1,0
Звичайний							
1							
2							
3							
Інжекторний							
1							
2							
3							

4. За результатами досліджень необхідно побудувати графік залежності витрати робочої рідини q_1 від тиску в напірній магістралі p ,

$$q_1 = f(p)$$

5. Використовуючи залежність (2.5.3), визначити коефіцієнт витрати робочої рідини для обох розпилювачів.

Контрольні питання

1. Яке головне завдання при обприскуванні рослин хімічними засобами?

2. Назвіть основні показники якості роботи розпилювачів.
3. Перелічіть фактори, які впливають на вибір розпилювачів.
4. Назвіть основні типи розпилювачів та їх застосування.
5. Який порядок перевірки роботи розпилювачів?
6. Які показники якості роботи розпилювачів?
7. Від яких факторів залежить хвилинна витрата робочої рідини?
8. Як визначити коефіцієнт витрати робочої рідини?
9. Опишіть будову та технологічний процес роботи лабораторної установки.
10. Проаналізуйте графічні залежності $q_1 = f(p)$ для звичайного та економічного розпилювачів.

Лабораторна робота № 2.6

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ЗАГОСТРЕННЯ І КУТА НАХИЛУ НОЖА НА ЗУСИЛЛЯ ПЕРЕРІЗАННЯ МАТЕРІАЛУ

Завдання

Визначити дослідним шляхом характер зміни зусилля на перерізання матеріалу, залежно від кута загострення і кута нахилу ножа.

Короткі теоретичні відомості

Застосування різних форм ножів сільськогосподарських машин (рис. 2.6.1) зумовлено необхідним режимом роботи, якісними і енергетичними показниками процесу різання матеріалу.

На якісні і енергетичні показники процесу різання впливають як геометричні параметри ножа (кут загострення, гострота різальної кромки та ін.), так і кінематичні (величина швидкості, її напрямок та ін.).

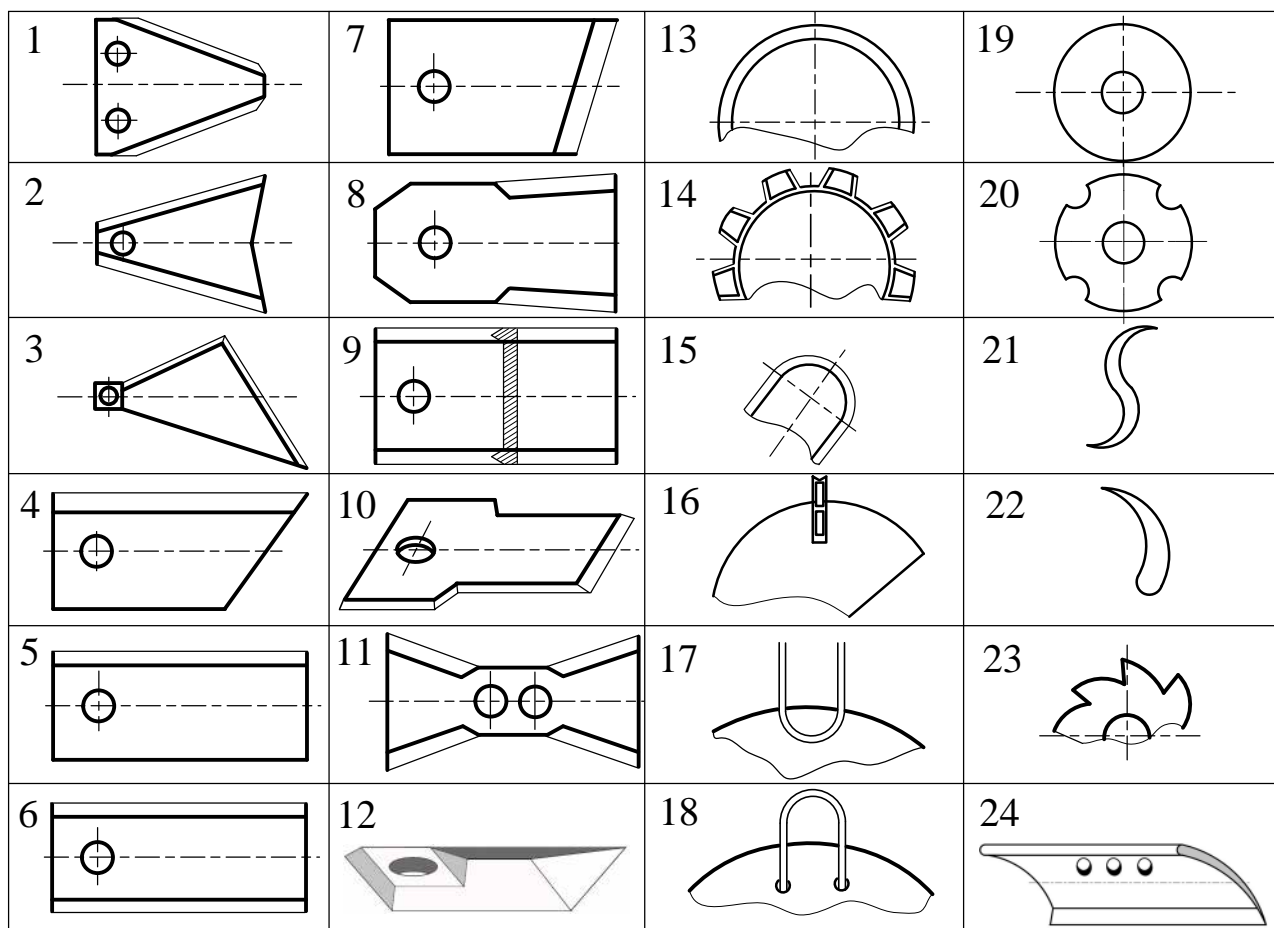


Рис. 2.6.1. Ножі ротаційних косарок

Відомо, що чим менший кут загострення γ ножа, тим меншим буде зусилля на перерізання матеріалу. Але не завжди є можливість зменшувати кут загострення (пов'язано з міцністю ножа).

Виявлено, що вихідний кут загострення можна «зменшити», не перезаточуючи ножа. Для цього достатньо змінити напрямок абсолютної швидкості V_a ножа відносно нормалі до різальної кромки. Тоді кут γ_1 , при якому відбуватиметься перерізання матеріалу, буде меншим кута загострення γ , тобто кут «трансформується».

Трансформований кут загострення γ_1 визначають із залежності (рис. 2.6.2):

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \operatorname{tg} \gamma \cos \tau,$$

де τ – кут між нормаллю n і вектором швидкості V_a .

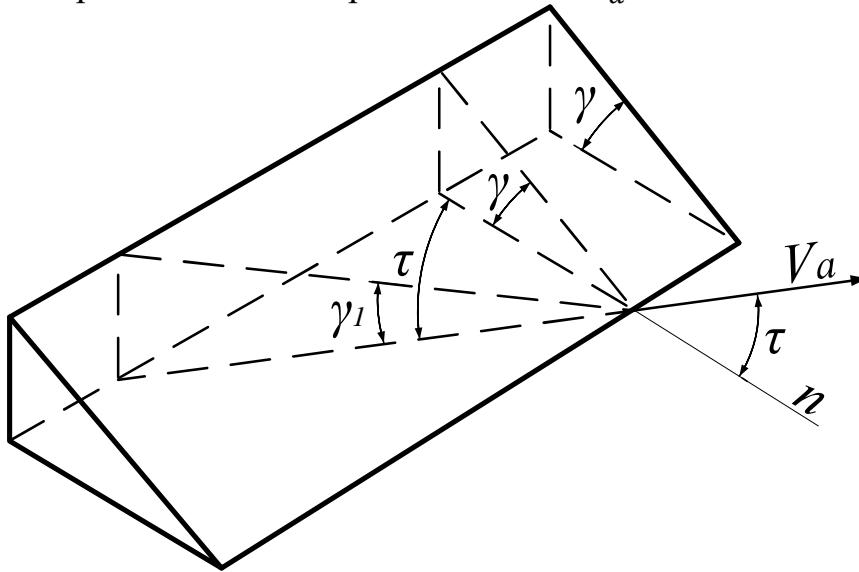


Рис. 2.6.2. До визначення трансформованого кута загострення ножа

Аналогічно при зміні кута нахилу ножа трансформується і гострота різальної кромки (рис. 2.6.3). Підвищується також і різальна здатність ножа, тому що зменшується поверхня різальних елементів мікропрофіля різальної кромки (рис. 2.6.4) та підвищується їх стійкість, бо вони працюють на деформацію «зрізу», а не на «поздовжній згин».

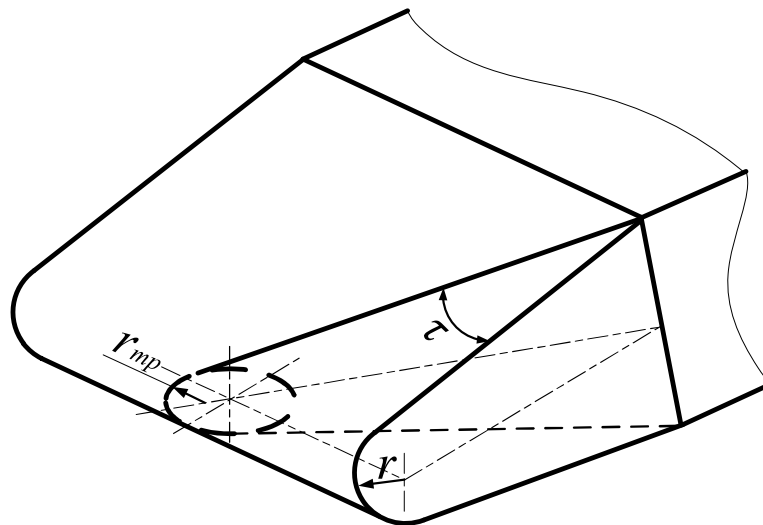


Рис. 2.6.3. До визначення трансформації гостроти різальної кромки ножа

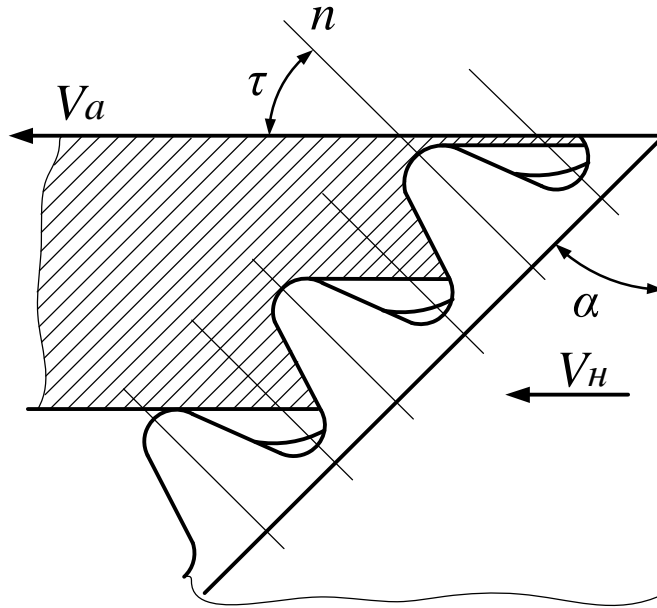


Рис. 2.6.4. До визначення трансформації мікропрофіля різальної кромки ножа

Обладнання і прилади

Для проведення дослідів передбачені: спеціальна установка, зразки матеріалу, що будуть перерізатись, ножі з трьома різними кутами загострення.

1. Спеціальна установка має паралелограмний механізм 1 (рис. 2.6.5), кронштейн для кріплення ножа 2 і кутоміра 4, затискач 3 зразків, важіль 5 з мірною лінійкою 6 і тягарем 7.

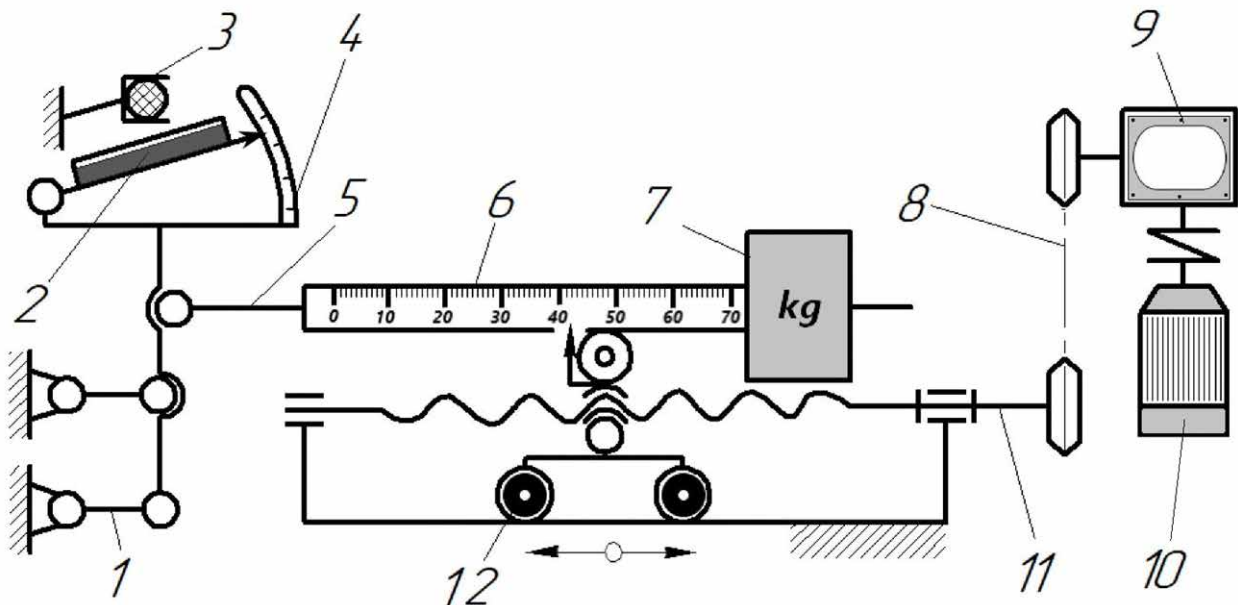


Рис. 2.6.5. Схема важільної установки:

1 – паралелограмний механізм; 2 – ніж; 3 – затискач; 4 – кутомір; 5 – важіль; 6 – лінійка; 7 – тягар; 8 – ланцюгова передача; 9 – редуктор; 10 – електродвигун; 11 – гвинт; 12 – візок

Важіль 5 шарнірно приєднано до ланки паралелограмного механізму 1 і спирається на ролик візка 12, який може переміщуватися завдяки обертанню гвинта 11.

Привод гвинта 11 здійснюється від електродвигуна 10 (220 В) через редуктор 9 ($i = 1:50$) і ланцюгову передачу 8. Переміщення візка 12 реверсивне. Керування візком здійснюють з електричного пульта.

2. Зразки матеріалу вибирають залежно від пори року проведення дослідів. Весною і влітку використовують стебла рослин. Восени і взимку – коренебульбоплоди (буряк, морква, картопля). Для дослідів їх доцільно заготовляти так, щоб у перерізі був квадрат 10×10 мм.

3. Ножі для дослідів мають кут загострення $\gamma_1 = 5^\circ$, $\gamma_2 = 15^\circ$, $\gamma_3 = 25^\circ$.

Перед початком дослідів гостроту різальної кромки ножів відновлюють бруском.

Порядок і методика виконання роботи

1. Вивчити будову і принцип дії установки. Перевірити комплектність робочого місця і працездатність установки.

2. Приготувати зразки матеріалу однакового поперечного перерізу (10×10 мм) і однорідні по структурі.

3. Відновити різальні кромки ножів (злегка загостривши їх бруском).

4. Заготовити таблицю 2.6.1.

5. Встановити у кронштейн установки ніж з найменшим кутом загострення ($\gamma_1 = 5^\circ$) і під кутом до горизонту, який дорівнює нулю ($\tau = 0$, нормальне різання).

6. Перемістити візок так, щоб важіль установки зайняв положення рівноваги.

7. Значення відстані a_1 (рис. 2.6.6) лінійки важеля (положення рівноваги) занести у таблицю.

8. Закріпити у затискач зразок матеріалу. Відрегулювати положення затискача відносно ножа так, щоб зазор між ножем і підпирним елементом затискача був мінімальний, а зразок матеріалу знаходився проти мітки на кронштейні.

9. Перемістити візок вліво до моменту перерізання зразка матеріалу. Значення відстані a (див. рис. 2.6.6) занести у таблицю.

10. Встановити кут нахилу ножа $\tau_1 = 10^\circ$, а потім $\tau_2 = 20^\circ$ і, висовуючи зразок матеріалу на 10 мм із затискача, виконати досліди аналогічно п.п. 6...9.

11. Встановити у кронштейн установки ніж з кутом загострення $\gamma_2 = 15^\circ$ і виконати досліди при $\tau = 0$, $\tau_1 = 10^\circ$, $\tau_2 = 20^\circ$, аналогічно п.п. 6...9.

12. Встановити у кронштейн установки ніж з кутом загострення $\gamma_3 = 25^\circ$ і виконати досліди при $\tau = 0$, $\tau_1 = 10^\circ$, $\tau_2 = 20^\circ$, аналогічно п.п. 6...9.

13. За даними таблиці визначити зусилля P на перерізання матеріалу, користуючись формулами і рис. 2.6.6.

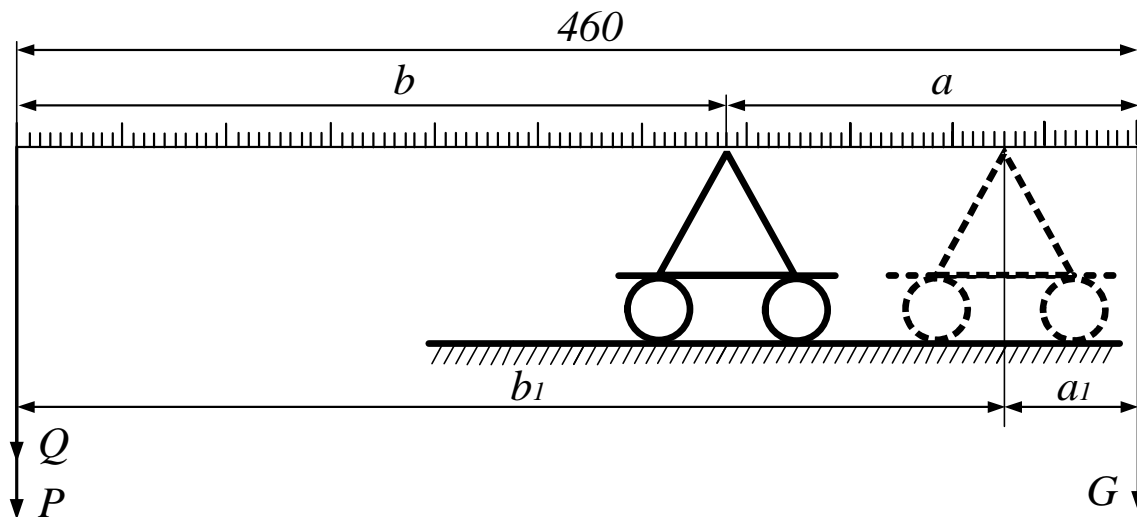


Рис. 2.6.6. Схема до визначення зусилля на перерізання матеріалу

$$(P + Q)b = G a; \quad Qb_1 = G a_1$$

$$P = \frac{G a}{b} - Q; \quad Q = \frac{G a_1}{b_1}$$

де G – сила ваги тягаря ($G = 2,9$ кгс);

Q – сила ваги кронштейна з ножом і паралелограмним механізмом;

P – зусилля на перерізання зразка матеріалу;

a – відстань на лінійці важеля у момент перерізання зразка матеріалу (див. рис. 2.6.6);

a_1 – відстань на лінійці важеля в момент положення рівноваги (див. рис. 2.6.6);

$$a + b = 460 \text{ мм}; \quad a_1 + b_1 = 460 \text{ мм}.$$

Результати розрахунків занести у табл. 2.6.1.

14. Побудувати графіки:

14.1. Залежність зусилля перерізання матеріалу (вказати якого) від кута загострення ножа (тобто $P = f(\gamma)$; $\gamma_1 = 5^\circ$, $\gamma_2 = 15^\circ$, $\gamma_3 = 25^\circ$; а $\tau = 0$).

14.2. Залежність зусилля перерізання матеріалу (вказати якого) від кута нахилу ножа, при: $\gamma_1 = 5^\circ$, $\gamma_2 = 15^\circ$, $\gamma_3 = 25^\circ$, (тобто $Pf(\tau)$, при: $\gamma = \text{const}$, а $\tau = 0$, $\tau_1 = 10^\circ$, $\tau_2 = 20^\circ$).

15. Скласти звіт.

Звіт

У звіті повинні бути висвітлені такі питання:

1. Назва роботи і її порядковий номер.
2. Завдання.
3. Обладнання і прилади.
4. Розрахункові формули і схема до визначення зусилля на перерізання матеріалу.

5. Результати дослідів у вигляді таблиці і графіків.

6. Аналіз одержаних результатів (із збільшенням кута загострення зусилля..., кута нахилу...).

Таблиця 2.6.1

Результати дослідів по визначенню характеру зміни зусилля на перерізанні матеріалу залежно від кута загострення і нахилу ножа

№ дослідів	Кут загострення ножа γ_1 град.	Кут нахилу ножа τ , град.	Відстань на лінійці у момент рівноваги важеля a_1 , мм	Відстань на лінійці у момент перерізання матеріалу a , мм	Зусилля на перерізання матеріалу P, H
1	$\gamma_1 = 5^\circ$	$\tau = 0$			
2	$\gamma_1 = 5^\circ$	$\tau_1 = 10^\circ$			
3	$\gamma_1 = 5^\circ$	$\tau_2 = 20^\circ$			
4	$\gamma_2 = 15^\circ$	$\tau = 0$			
5	$\gamma_2 = 15^\circ$	$\tau_1 = 10^\circ$			
6	$\gamma_2 = 15^\circ$	$\tau_2 = 20^\circ$			
7	$\gamma_3 = 25^\circ$	$\tau = 0$			
8	$\gamma_3 = 25^\circ$	$\tau_1 = 10^\circ$			
9	$\gamma_3 = 25^\circ$	$\tau_2 = 20^\circ$			

Контрольні запитання

1. Чому при збільшенні кута нахилу ножа зусилля на перерізання матеріалу зменшується?

2. Назвіть машину, в якій ножі різального апарату встановлені з нахилом?

3. Різальний апарат роторної косарки нормального різання з нахилом ножа, чи ні?

4. Чи трансформується кут загострення ножа гичкозрізувального апарата (суцільний диск)?

5. Чи передбачено відновлення різальної частини ножів подрібнювального апарату на силосозбиральному комбайні?

Лабораторна робота № 2.7

ВИЗНАЧЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ

Завдання

Визначити дослідним шляхом коефіцієнт зовнішнього тертя, коефіцієнт внутрішнього тертя та об'ємну вагу зернового матеріалу (згідно завдань викладача/майстра).

Короткі теоретичні відомості

Якщо тіло рухається рівномірно по горизонтальній площині під дією сили P (рис. 2.7.1), то виникне при цьому сила тертя F . Нормальна реакція буде дорівнювати силі ваги mg тіла, тобто:

$$F = f N, \quad (2.7.1)$$

де f – коефіцієнт тертя;
 N – нормальна реакція.

$$N = mg \quad (2.7.2)$$

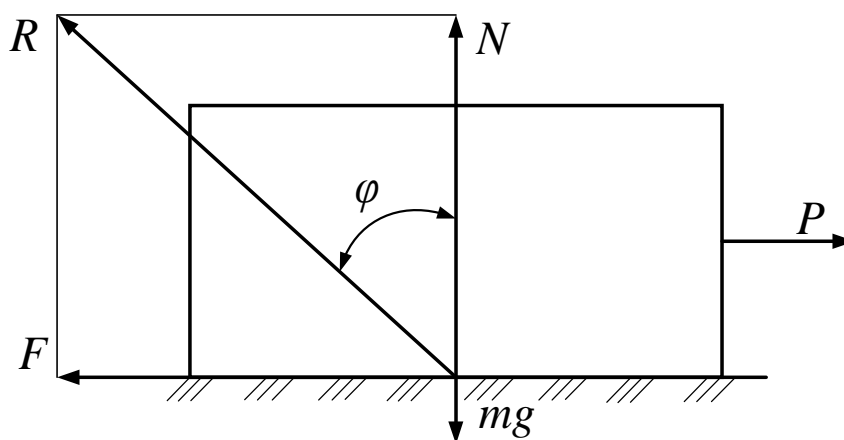


Рис. 2.7.1. До визначення коефіцієнта зовнішнього тертя

Рівнодійна сил F і N є R , а кут між R і N – φ (кут тертя).

Із формули (2.7.1) маємо:

$$f = \frac{F}{N}, \quad (2.7.3)$$

а із рис. 2.7.1:

$$\frac{F}{N} = \operatorname{tg} \varphi \quad (2.7.4)$$

Отже, виходить, що коефіцієнт тертя дорівнює тангенсу кута тертя:

$$f = \operatorname{tg} \varphi \quad (2.7.5)$$

Коефіцієнт f , у даному випадку зовнішнього тертя, можна визначити, розмістивши матеріал на площині, кут нахилу α якої регульований (рис. 2.7.2).

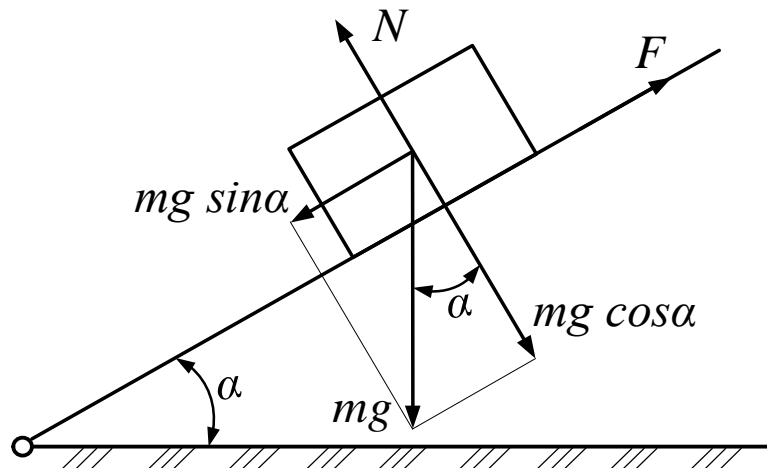


Рис. 2.7.2. До визначення кута зовнішнього тертя

Збільшують кут нахилу площини доти, поки матеріал, який знаходиться на ній не почне ковзати. Величину цього кута заміряють кутоміром.

При цьому:

$$\alpha = \varphi \quad (2.7.6.)$$

Залежність (2.7.6) знаходять із таких міркувань.

В момент початку ковзання (див. рис. 2.1.2) сила, що зрушує матеріал дорівнює $mg \sin \alpha$ (складова розкладання сили ваги mg).

Умова рівномірного руху має вигляд:

$$mg \sin \alpha = F = N \operatorname{tg} \varphi \quad (2.7.7)$$

Так, як

$$N = mg \cos \alpha, \quad (2.7.8)$$

рівняння (2.7.7) набуде вигляду:

$$mg \sin \alpha = mg \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi \quad (2.7.9)$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi,$$

$$\alpha = \varphi \quad (2.7.10)$$

Кут внутрішнього тертя φ_0 (наприклад пшениця по пшениці) ще називають кутом природного укоосу β , тобто:

$$\beta = \varphi_0 \quad (2.7.11)$$

Визначення φ_0 базується на тому, що будь-який матеріал утримується на схилі у рівновазі за умови (рис. 2.7.3):

$$mg \sin \beta = mg \cos \beta \operatorname{tg} \varphi_0 \quad (2.7.12)$$

звідки

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \varphi_0,$$

$$\beta = \varphi_0. \quad (2.7.13)$$

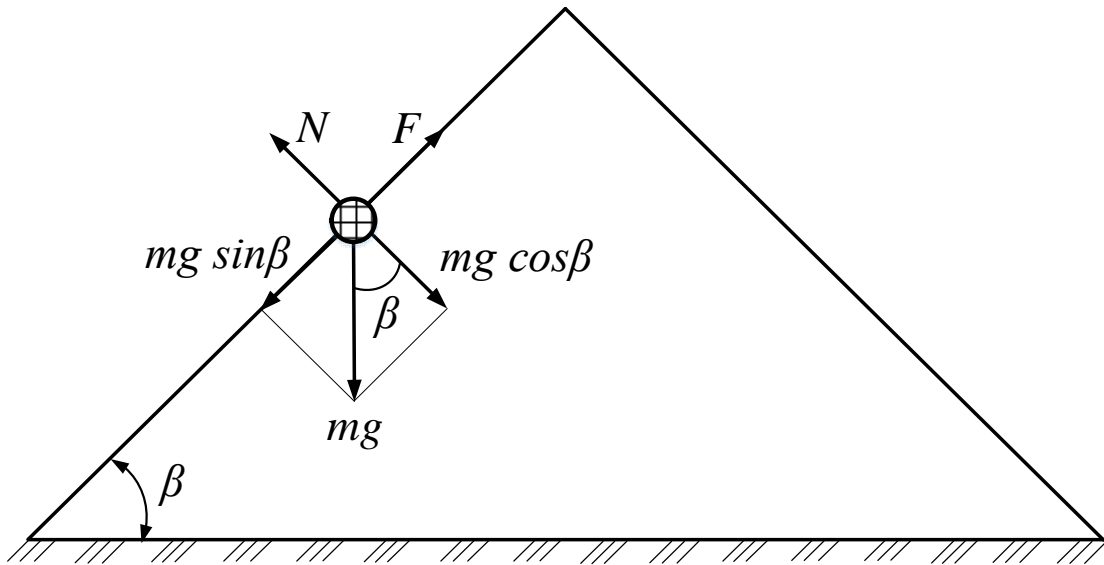


Рис. 2.7.3. До визначення коефіцієнта внутрішнього тертя

Обладнання і прилади

Для проведення дослідів передбачені: установка для визначення кута зовнішнього тертя, установка для визначення коефіцієнта внутрішнього тертя, мірний стакан для визначення об'ємної ваги матеріалу, ваги, зерновий матеріал (бажано п'яти видів).

Установка для визначення кута зовнішнього тертя має станину 1 (рис. 2.7.4), гвинтовий механізм 4, платформу 3 для кріплення різних видів поверхонь (сталь, дерево та ін.) та кутомір 2 для визначення кута нахилу платформи. Обертаючи гвинт маховичком 5 гвинтового механізму 4, змінюють кут нахилу платформи. Зерновий матеріал укладають на поверхню платформи. Момент руху зернового матеріалу по платформі фіксують кутоміром по куту нахилу платформи.

Установка для визначення внутрішнього коефіцієнта тертя складається з циліндра 1 (рис. 2.7.5), гвинта 2 з маховичком б, диска 3 з гайкою і напрямним отвором та мірної лінійки 4.

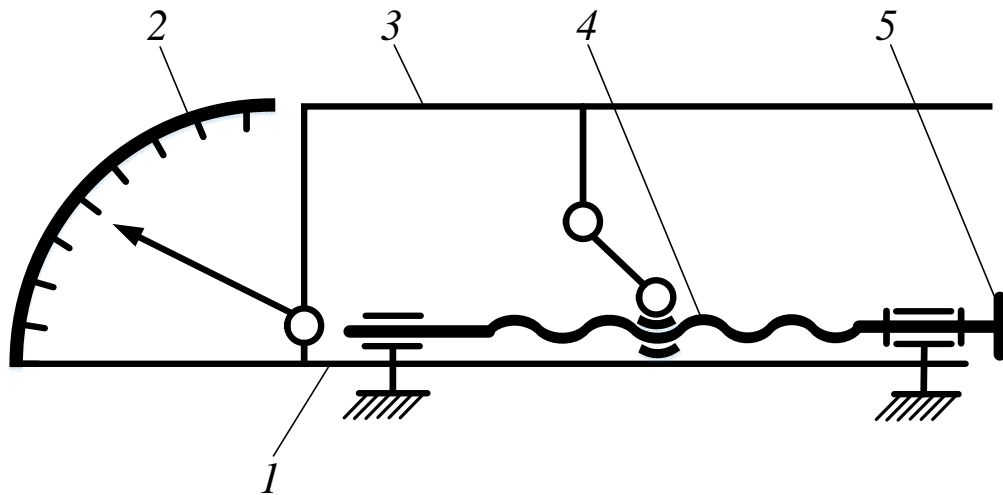


Рис. 2.7.4. Схема установки для визначення кута зовнішнього тертя:

1 – станина; 2 – кутомір; 3 – платформа; 4 – гвинтовий механізм; 5 – маховичок

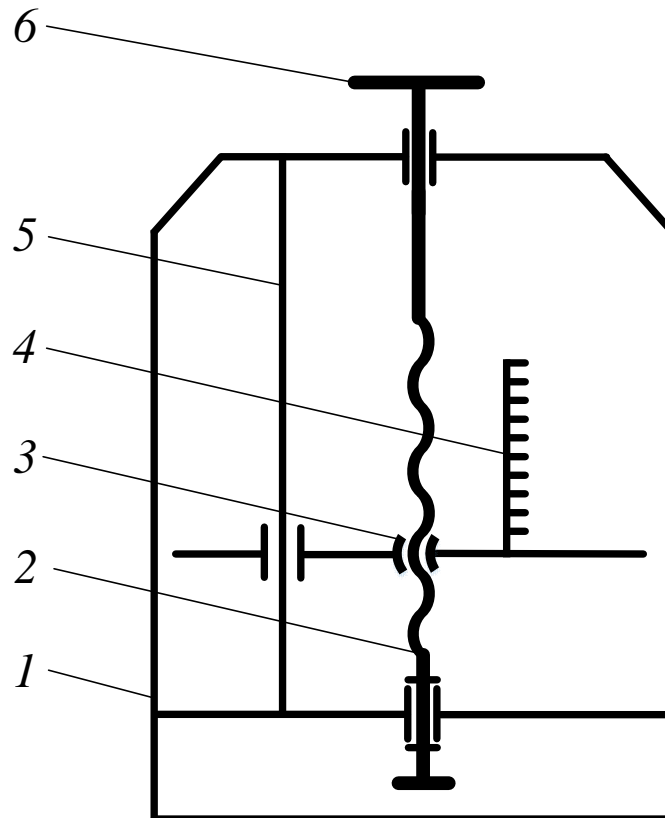


Рис. 2.7.5. Схема встановлення для визначення коефіцієнта внутрішнього тертя:

1 – циліндр; 2 – гвинт; 3 – диск; 4 – мірна лінійка; 5 – напрямний штир; 6 – маховичок

Коли обертати гвинт, диск з лінійкою переміщується вгору або вниз вдовж напрямного штиря 5, що жорстко закріплений до днища циліндра. Мірний стакан виготовлений із металу, має масу (вагу) 520 г і об'єм 2 л (2000 см^3).

Порядок виконання роботи

1. Визначення кута зовнішнього тертя.
 - 1.1. Вивчити будову і принцип дії установки (див. рис. 2.7.4).
 - 1.2. Заготовити форму табл. 2.7.1 (не менше п'яти позицій по вертикалі).

Таблиця 2.7.1

Значення кута і коефіцієнта зовнішнього тертя залежно від виду зернового матеріалу і поверхні

№ досліджу	Вид зернового матеріалу	Вид поверхні платформи	Кут тертя φ , град.	Коефіцієнт тертя $f = \operatorname{tg} \varphi$
1				
2				
3				
4				
5				

1.3. Встановити платформу установки у горизонтальне положення.

1.4. На платформу закріпити зразок поверхні, що досліджується (згідно завдання викладача або майстра).

1.5. На край поверхні платформи покласти зернину, що досліджується (згідно завдання викладача, майстра).

1.6. Обертаючи маховичком гвинт, піднімати платформу до моменту руху зернини і зафіксувати по кутоміру кут нахилу платформи.

1.7. Записати значення кута зовнішнього тертя у табл. 2.7.1.

1.8. Зробити ще чотири досліди для іншого зернового матеріалу чи виду поверхні, аналогічно п.п. 1.3...1.7.

1.9. Визначити, аналітично, коефіцієнти зовнішнього тертя за формулою $f = \operatorname{tg} \varphi_0$ і дані занести в таблицю 2.7.1.

2. Визначення коефіцієнта внутрішнього тертя.

2.1. Вивчити будову і принцип дії установки (див. рис. 2.7.5).

2.2. Заготовити форму табл. 2.7.2 (на два види зернового матеріалу).

Таблиця 2.7.2

Значення кута і коефіцієнта внутрішнього тертя залежно від виду зернового матеріалу і поверхні

№ досліджу	Вид зернового матеріалу	Висота конуса h , мм	Коефіцієнт внутрішнього тертя $f_0 = \frac{h}{R - r'}$	Кут внутрішнього тертя $\varphi_0 = \operatorname{arctg} f_0$
1				
2				

2.3. Обертаючи маховичок 6, перемістити диск 3 у нижнє положення.

2.4. Засипати в циліндр зерно до верхньої поділки мірної лінійки 4.

2.5. Обертаючи маховичок 6, підняти диск так, щоб зерно, яке зсипалося в циліндр, не торкалось диска. Зерно, що залишилось на диску, прийме форму конуса.

2.6. На мірній лінійці 4 зафіксувати висоту h конуса і занести дані у таблицю 2.7.2.

2.7. Зробити дослід з іншим видом зернового матеріалу, аналогічно п.п. 2.3...2.6.

2.8. Обчислити:

– коефіцієнт внутрішнього тертя f_0 за формулою:

$$f_0 = \operatorname{tg} \beta = \frac{h}{R - r},$$

де R – радіус диска, мм; $R=130$ мм;

r – радіус стержня мірної лінійки, мм; $r = 10$ мм;

– кут внутрішнього тертя за формулою:

$$\varphi_0 = \operatorname{arctg} f_0, \text{ так як } \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \varphi_0 \text{ то } \beta = \varphi_0.$$

2.9. Результати розрахунків занести у табл. 2.7.2.

3. Визначення об'ємної ваги зернового матеріалу.

3.1. Заготовити форму табл. 2.7.3 на два види зернового матеріалу (що використовується у п. 2.).

Таблиця 2.7.3

Об'ємна вага зернового матеріалу

№ дослідів	Вид зернового матеріалу	Вага стакану із зерном, г	Об'ємна вага зерна, т/м ³
1			
2			

3.2. Засипати у мірний стакан зерно.

3.3. Розрівняти зерно лінійкою на рівні країв стакану.

3.4. Зважити зерно разом із стаканом і дані занести в табл. 2.7.3.

3.5. Зробити дослід для другого виду зернового матеріалу, аналогічно п.п. 3.1...3.4.

3.6. Знаючи вагу (520 г) та об'єм (2 л) мірного стакану, обчислити об'ємну вагу зерна в т/м³ і результати записати у таблицю 2.7.3.

Звіт

У звіті повинні бути висвітлені такі питання:

1. Назва роботи її порядковий номер.
2. Завдання.
3. Перелік обладнання і приладів.
4. Силові схеми до визначення кутів тертя і коефіцієнта тертя (три схеми), і відповідні їм умови руху чи рівноваги.
5. Результати дослідів і розрахунків у вигляді таблиць 2.7.1, 2.7.2, 2.7.3.
6. Аналіз отриманих результатів.

Контрольні запитання

1. Чи є різниця між коефіцієнтами внутрішнього і зовнішнього тертя? Якщо є, то в чому вона полягає?
2. Чи є різниця між кутом внутрішнього тертя і кутом природного укусу?
3. Кут природного укусу більший для пшениці чи проса?
4. Від яких факторів залежить коефіцієнт зовнішнього тертя?
5. Об'ємна вага більша для пшениці чи гречки?

Лабораторна робота № 2.8

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗДІЛЕННЯ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ НА РЕШЕТІ, ЩО КОЛИВАЄТЬСЯ

Завдання

1. Визначити масу (вагу) некондиційних фракцій (домішок) у вихідній зерновій суміші.
2. Встановити залежність коефіцієнта повноти розділення зернової суміші від довжини решета.
3. Визначити довжину решета, при якій якість повноти розділення: висока, середня, низька.
4. Визначити швидкість руху зерна по решету.

Короткі теоретичні відомості

При роботі решітного стану, коливальні рухи решета із зерновою сумішшю сприяють тому, що частина компонентів цієї суміші сходять з решета («схід»), а інша частина проходить крізь його отвори («прохід»). З решета сходять більш крупні компоненти, а проходять ті, товщина чи ширина яких менша, ніж розмір комірки решета (довгастого чи круглого).

Якість роботи зерночисних машин оцінюють коефіцієнтом повноти розділення ε_p , який визначають за формулою:

$$\varepsilon_p = \frac{q_p}{q_U}$$

де q_p – маса (вага) компонентів (домішок, фракцій) зернової суміші, що пройшли крізь отвори решета («прохід»);

q_U – маса (вага) всіх домішок (некондиційних фракцій), що знаходяться у вихідній зерновій суміші.

Теоретично і практично доведено, що із збільшенням довжини решета коефіцієнт повноти розділення ε_p зернової суміші зростає. Якщо: $\varepsilon_p = 0,8$ – якість очищення вважається високою; $\varepsilon_p = 0,65$ – середня якість очищення; $\varepsilon_p = 0,5$ – низька якість очищення.

Якщо задати значення коефіцієнта повноти розділення, можна експериментальним шляхом визначити необхідну довжину решета для певних умов роботи (кут нахилу решета, вологість і засміченість зерна тощо).

Обладнання і прилади

Для виконання роботи передбачені: спеціальна установка, зернова суміш, секундомір, ваги, мірна лінійка.

Установка (рис. 2.8.1) має три решета 5, 6 і 10, лотки 9, бункер 3 з регульованою заслінкою 4, електродвигун, механізм привода решітного стану і раму 1, що спирається на колеса А і В.

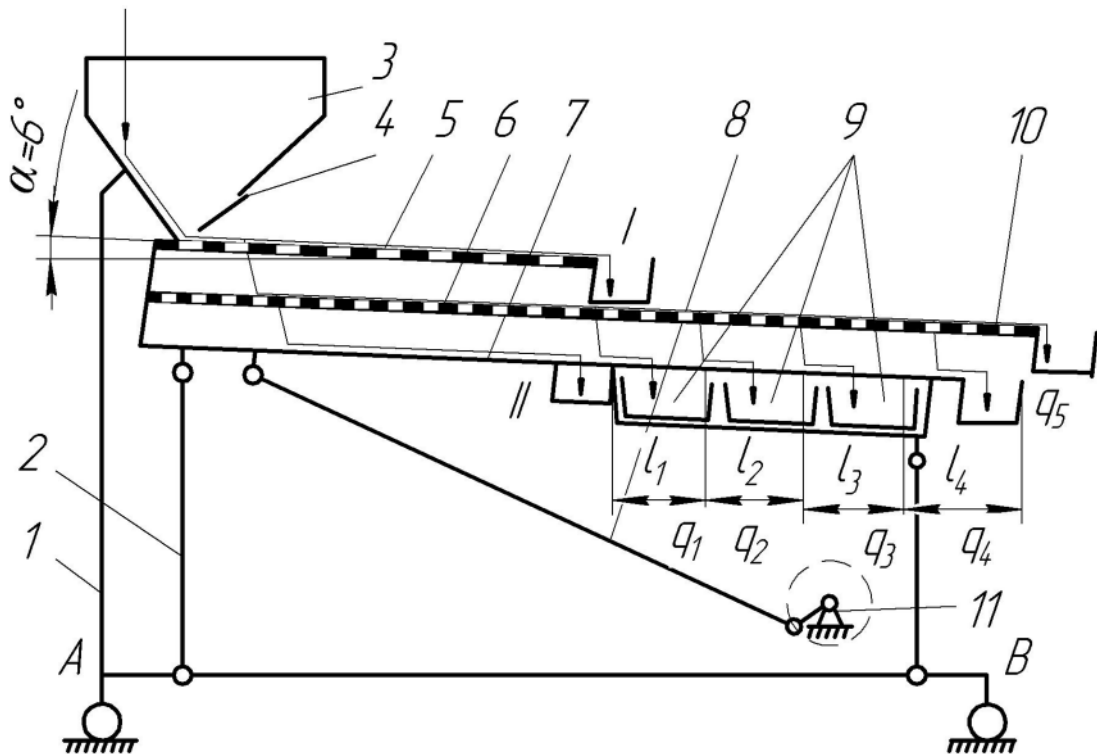


Рис. 2.8.1. Схема експериментальної установки:

I – «схід» крупних домішок; *II* – «прохід» дрібних домішок; 1 – рама; 2 – підвіска; 3 – бункер; 4 – заслінка; 5 – колосове решето; 6 – підсівне решето; 7 – скатна дошка; 8 – шатун; 9 – лотки; 10 – сортувальне решето; 11 – кривошип; А і В – колеса; q_1, q_2, q_3, q_4 – вага домішок; q_5 – вага зерна, що очищають («схід»); l_1, l_2, l_3, l_4 – довжина ділянки решета

Зернову суміш засипають у бункер 3, а подачу на колосове решето 5 регулюють зміною ширини щілини заслінкою 4.

При вмиканні електродвигуна, за допомогою пасової передачі, кривошипно-шатунного механізму і підвісок 2, решета приводяться у коливальний рух.

«Схід» *I* крупних домішок з колосового решета 5 потрапляє у лоток 9 (q_1), «схід» q_5 з сортувального решета 10 – це є зерно, що очищають; «прохід» *II* дрібних домішок через підсівне решето 6 і сортувальне 10 потрапляє у лотки 9 (q_1, q_2, q_3, q_4). Кут нахилу α решета до горизонту регульований.

Якщо під колесами А і В бруски відсутні, то $\alpha = 6^\circ$; якщо під колесами А брусок товщиною 5 см, а під колесами В брусок відсутній, то $\alpha = 9^\circ$; якщо під колесами А два бруски загальної товщини 10 см, а під колесами В відсутні – $\alpha = 12^\circ$; якщо з під коліс А бруски прибрати, а під колеса В поставити брусок товщиною 5 см – $\alpha = 3^\circ$.

Порядок і методика виконання роботи

1. Вивчити будову і принцип дії установки.
2. Встановити кут нахилу решета α до горизонту (згідно завдання викладача чи майстра).
3. Під лотки підставити місткості для збору фракцій (q_1, q_2, q_3, q_4, q_5).
4. Зробити наважку (2 кг) зернової суміші (зерновий матеріал, що очищають - пшениця).
5. Закрити щілину в бункері заслінкою і засипати у бункер зернову суміш.
6. Увімкнути електродвигун установки і, відкриваючи заслінкою щілину бункера, добитися рівномірного розподілення зернової суміші по ширині колосового решета.
7. Вимкнути електродвигун, коли «схід» і «прохід» компонентів (фракції) зернової суміші припиняться.
8. Зважити зерно у кожній місткості окремо (q_1, q_2, q_3, q_4, q_5) і результати записати у табл. 2.8.1.
9. Наважку зерна q_5 засипати в бункер і досліди повторити. Результати q_1, q_2, q_3, q_4, q_5 записати у табл. 2.8.1.
10. Досліди повторювати до повного розділення зернової суміші (розділення відбудеться тоді, коли не буде проходу зерна у лотки). Сума наважок проходів і буде вагою домішок (некондиційних фракцій), що знаходяться у вихідній зерновій суміші, тобто:

$$q_1 + q_2 + q_3 + \dots + q_7 + q_8 + \dots + q_n = q_U.$$

11. Одночасно із дослідженням розділення зернової суміші визначити швидкість руху зерна по решету. Для цього необхідно заміряти час руху поміченої зернини на певній довжині решета. Результат записати у табл. 2.8.1.

Таблиця 2.8.1

Результати дослідів для визначення повноти розділювання домішок на решетному стані

Вага проходу домішок у лотки, г				Схід зерна (вага), г	Швидкість зерна, м/с	Кут нахилу решета α , град
$q_1 =$	$q_2 =$	$q_3 =$	$q_4 =$	$q_5' =$		
$q_5 =$	$q_6 =$	$q_7 =$	$q_8 =$	$q_5'' =$		
$q_9 =$	$q_{10} =$	$q_{11} =$	$q_{12} =$	$q_5''' =$		

12. За результатами табл. 2.8.1 визначити вагу домішок, що знаходиться у вихідній зерновій суміші (q_U), і визначити коефіцієнт повноти розділення, залежно від довжини решета (див. табл. 2.8.2) за формулою:

$$\varepsilon_{pn} = \left(\sum_{i=1}^n q_i + q_n \right) / q_U.$$

Таблиця 2.8.2

Значення коефіцієнта повноти розділення зернової суміші, залежно від довжини решета

Довжина решета, м.		Коефіцієнт повноти розділення	
Формула	Числове значення	Формула	Числове значення
$L_1 = l_1$		$\varepsilon_{p1} = q_1 + q_U$	
$L_2 = L_1 + l_2$		$\varepsilon_{p2} = q_1 + \frac{q_2}{q_U} = \sum_1^2 \frac{q_i}{q_U}$	
$L_3 = L_2 + l_3$		$\varepsilon_{p3} = \left(\sum_1^2 q_i + q_3 \right) / q_U = \sum_1^3 \frac{q_i}{q_U}$	
$L_4 = L_3 + l_4$		$\varepsilon_{p4} = \left(\sum_1^3 q_i + q_4 \right) / q_U = \sum_1^4 \frac{q_i}{q_U}$	
$L_5 = L_4 + l_1$		$\varepsilon_{p5} = \left(\sum_1^4 q_i + q_5 \right) / q_U = \sum_1^5 \frac{q_i}{q_U}$	
$L_6 = L_5 + l_2$		$\varepsilon_{p6} = \left(\sum_1^5 q_i + q_6 \right) / q_U = \sum_1^6 \frac{q_i}{q_U}$	
$L_7 = L_6 + l_3$		$\varepsilon_{p7} = \left(\sum_1^6 q_i + q_7 \right) / q_U = \sum_1^7 \frac{q_i}{q_U}$	
$L_8 = L_7 + l_4$		$\varepsilon_{p8} = \left(\sum_1^7 q_i + q_8 \right) / q_U = \sum_1^8 \frac{q_i}{q_U}$	

13. Результати розрахунків записати у таблицю 2.8.2, у якій прийняті позначення:

l_1, l_2, l_3, l_4 – довжини ділянок решета, під якими встановлені лотки: $l_1 = 0,1\text{м}$; $l_2 = 0,17\text{м}$; $l_3 = 0,135\text{м}$; $l_4 = 0,135\text{м}$. (див. рис. 2.8.1);

$q_1, q_2, q_3 \dots q_n$ – маса (вага) домішок у певному лотку;

q_U – вага домішок («проходу») у вихідній зерновій суміші.

14. За результатами таблиці 2.8.2 побудувати графік «Залежність коефіцієнта повноти розділення зернової суміші від довжини решета при куті нахилу решета $\alpha = \text{---}^\circ$ », тобто:

$$\varepsilon_p = f(L).$$

15. Із графіка визначити довжину решета, яка забезпечує високу ($\varepsilon_p = 0,8$), середню ($\varepsilon_p = 0,65$) і низьку ($\varepsilon_p = 0,5$) якість розділення зернової суміші.

16. Скласти звіт.

Звіт

У звіті повинні бути висвітлені такі питання:

1. Назва роботи і її порядковий номер.
2. Завдання.
3. Перелік обладнання і приладів.
4. Результати дослідів записати у табл. 2.8.1 і 2.8.2.
5. Графік «Залежність коефіцієнта повноти розділення зернової суміші від довжини решета при $\alpha = \text{---}^\circ$ ».
6. Аналіз отриманих результатів (швидкість зерна; характер зміни повноти розділення; довжина L решета, при високій якості, ... тощо).

Контрольні запитання

1. Покажіть на установці сортувальне решето.
2. Яка повинна бути довжина решета, щоб забезпечити коефіцієнт повноти розділення $\varepsilon_p = 0,4$?
3. Чи зміниться швидкість руху зерна, при зміні кута нахилу решета?
4. Які вихідні дані необхідні для розрахунку довжини решета?
5. При якому значенні коефіцієнта повноти розділення, якість очищення є високою?

Лабораторна робота № 2.9

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В КАНАЛІ ПНЕВМОКОЛОНКИ

Завдання

Визначити оптимальну швидкість повітряного потоку в каналі пневмоколонки.

Короткі теоретичні відомості

Оптимальна швидкість повітряного потоку - це така його швидкість в каналі пневмоколонки (рис. 2.9.1), при якій легкі домішки із зернової суміші повністю видаляються у відходи. При цьому у відходи потрапляє лише один відсоток (1%) зерна.

Робоча швидкість повітряного потоку має задовольняти умову:

$$V_d < V_n < V_z$$

де V_d – критична швидкість легких домішок, (0,75...5,25 м/с);

V_n – швидкість повітряного потоку в каналі;

V_z – критична швидкість зерна, (для пшениці 9,0...11,5м/с).

Швидкість повітряного потоку в каналі визначають експериментально при продуктивності пневмоколонки (для пшениці 2 т/год) за допомогою витратоміра 3 (рис. 2.9.1).

Так, як витрата повітря дорівнює:

$$Q = V_n \frac{\pi d^2}{4},$$

де d – діаметр отвору трубки 10 (рис. 2.9.1), $d = 10$ мм.

Швидкість повітряного потоку можливо визначити і по манометру 8. В даній роботі передбачено використання витратоміра.

Обладнання і прилади

Для виконання роботи передбачені: спеціальна установка (пневмоколонка) (рис. 2.9.1), ваги, секундомір, мірна лінійка та зернова суміш, наприклад – неочищена пшениця при загальній масі (вазі) – 2 кг.

Процес очищення пшениці від легких домішок проходить так. Зернова суміш із бункера 7 потрапляє через регульовальну щілину, яку регулюють заслінкою 6, на похилу решітку 9. Завдяки повітряному потоку, що створюється вентилятором 1, легкі домішки виносяться у лоток 4. Повітря і пил виходять у

трубу 5. Очищене зерно (пшениця) з решітки сходять у лоток 2. Швидкість повітряного потоку регулюють зміною ширини щілини між заслінкою 11 і кожухом вентилятора. Подачу зернової суміші (продуктивність пневмоколони) регулюють зміною ширини щілини між заслінкою 6 і днищем бункера 7. Витрату повітря (л/с) контролюють витратоміром 3. При цьому на показнику витратоміра використовують шкалу, яка відповідає діаметру трубки 10 ($d = 10$ мм, чи $d = 20$ мм).

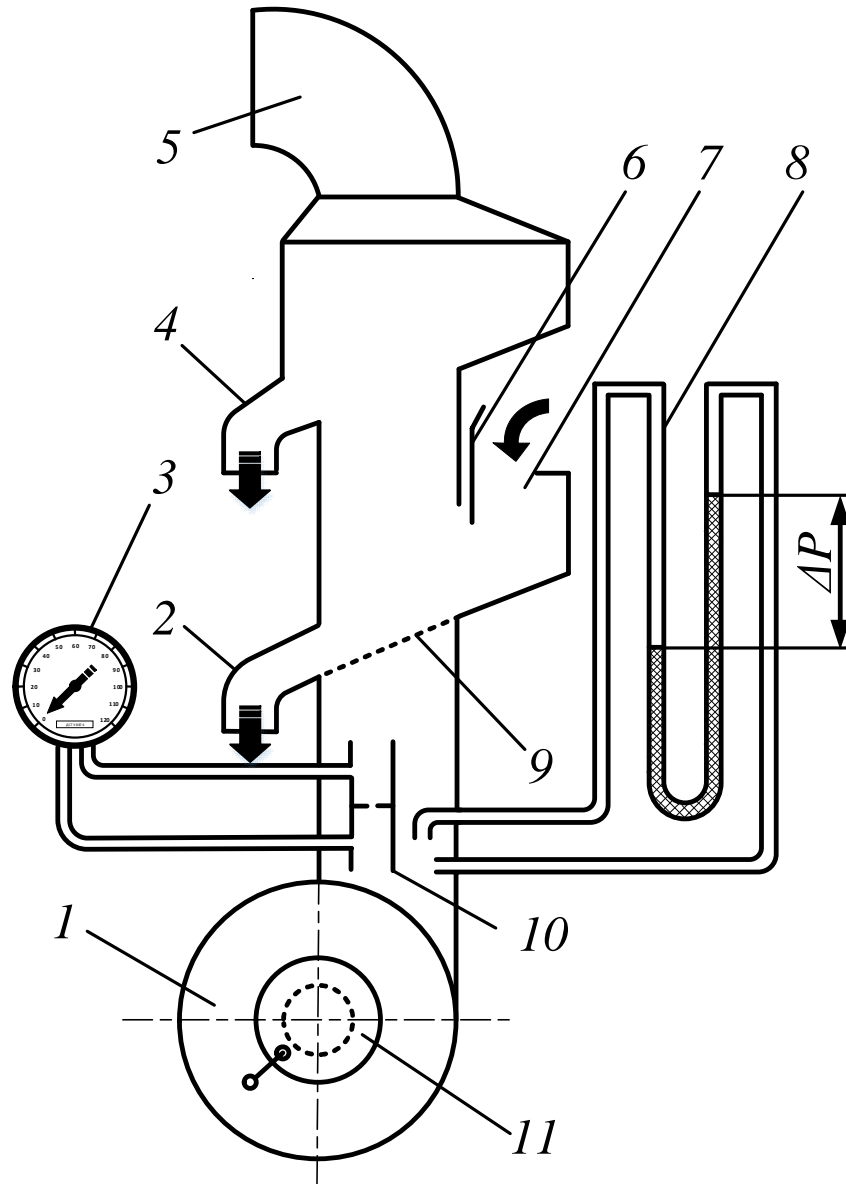


Рис. 2.9.1. Схема експериментальної установки (пневмоколони):

1 – вентилятор; 2 – лоток очищеного зерна; 3 – витратомір; 4 – лоток легких домішок; 5 – труба; 6 – заслінка бункера; 7 – бункер; 8 – манометр; 9 – решітка; 10 – трубка; 11 – регулювальна заслінка вентилятора

Порядок і методика виконання роботи

1. Перевірити комплектність установки, усвідомити процес її роботи, перевірити її працездатність (з дозволу майстра).
2. Заготовити таблицю 2.9.1.

Результати дослідів по визначенню оптимальної швидкості повітряного потоку в каналі пневмоколонки

№ дослідів	Ширина щілини між заслінкою і кожухом вентилятора, мм	Витрата повітря, л/с	Швидкість повітряного потоку, м/с	Наявність зерна (пшениці) у відходах, «немає» або «є»
1	10			
2	20			
3	30			
4	40			
5	50			

3. Підготувати зернову суміш (наприклад 2 кг неочищеної пшениці).

4. Закрити щілину в бункері заслінкою і засипати зернову суміш (2 кг) у бункер.

5. Встановити під лоток 2 тару, відкрити щілину в бункері заслінкою до мітки, що відповідає продуктивності колонки 2 т/год і зафіксувати час випорожнення бункера від зернової суміші.

6. Визначити продуктивність пневмоколонки. При необхідності мітку і дійсну продуктивність привести у відповідність, повторюючи п. 5 при певних мітках.

7. Закрити щілину в бункері заслінкою, засипати зернову суміш (2 кг), а під лоток 2 установити тару.

8. Відкрити щілину на ширину 10 мм між заслінкою і кожухом вентилятора.

9. Увімкнути вентилятор установки.

10. Встановити заслінку бункера на мітку «2 т/год» і зафіксувати по витратоміру витрату повітря. Дані п.п. 8 і 4 записати в табл. 2.9.1.

11. При відсутності пшениці у відходах (схід з лотка 4) і наявності домішок (насіння бур'янів, щуплої пшениці та ін.) у пшениці (схід з лотка 2) збільшити ширину щілини до 20 мм між заслінкою і кожухом вентилятора. Пшеницю і домішки із лотків 2 і 4 змішати і дослід повторити, починаючи з п. 7.

12. Досліди повторювати, збільшуючи ширину щілини між заслінкою і кожухом вентилятора через кожні 10 мм до тих пір, поки у відходах (легкі домішки, схід з лотка 4 не з'являться до 1% зерна пшениці). При такому рівні очищення дослід не продовжувати, так як це уже і буде оптимальна швидкість повітряного потоку.

13. Визначити швидкість повітряного потоку для кожного дослідів і дані записати у табл. 2.9.1.

14. Скласти звіт.

Звіт

У звіті повинні бути письмово висвітлені такі питання:

1. Назва роботи і її порядковий номер.

2. Завдання.
3. Перелік обладнання і приладів.
4. Результати дослідів і розрахунків у вигляді таблиці.
5. Аналіз результатів (яка оптимальна швидкість повітряного потоку для даних умов).

Контрольні запитання

1. Як визначають швидкість повітряного потоку в каналі пневмоколонки?
2. Що розуміють під оптимальною швидкістю повітряного потоку в каналі для даних умов?
3. Як змінюють швидкість повітряного потоку в каналі пневмоколонки?
4. Чи зміниться продуктивність пневмоколонки при зміні швидкості повітряного потоку?
5. Який тип вентилятора пневмоколонки?

Лабораторна робота № 2.10

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ КОПЮВАННЯ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Завдання

1. Закріпити знання з будови, процесу роботи і регулювання різального апарата з дисковим активним ножом гичкозбиральної машини.
2. Встановити закономірність зміни вертикального зазора між копіром і кромкою ножа, залежно від висоти розміщення копіра над поверхнею поля.

Будова, робота та регулювання різального апарата

Різальний апарат призначений для зрізання гички з коренеплодів цукрових буряків до їх викопування і відкидання її на транспортер.

Різальний апарат має копіювальний механізм, дисковий ніж з бітером та механізм підвіски ножа. Копіювальний механізм має пасивний гребінчастий копір 2 (рис. 2.10.1) і шарнірний чотириланковий паралелограмний механізм 4 з пружиною.

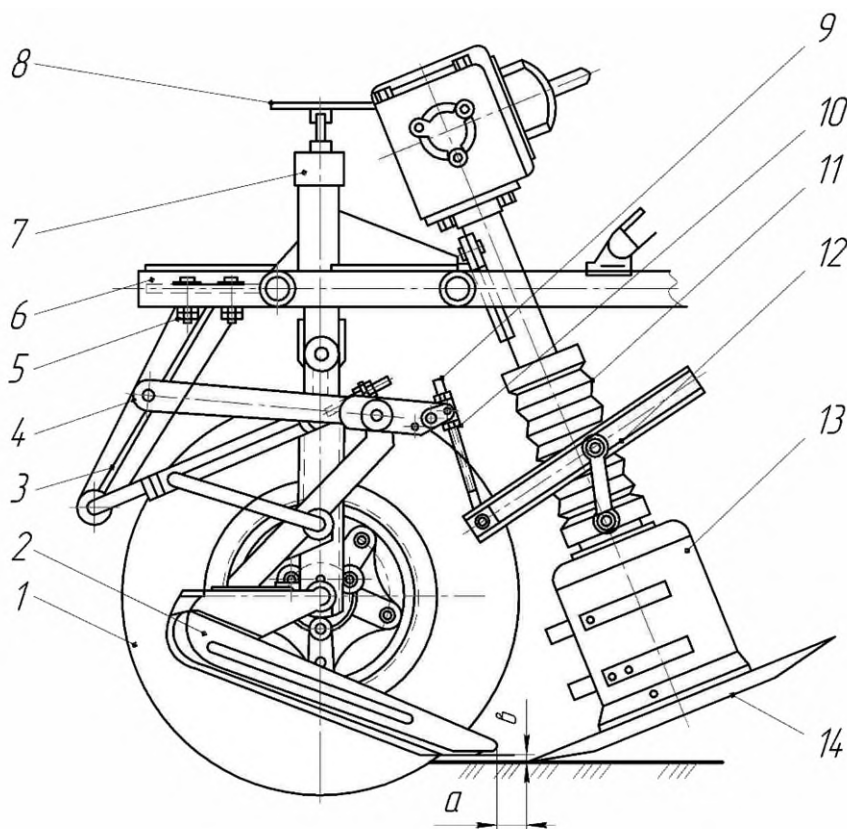


Рис. 2.10.1. Різальний апарат з активним дисковим ножом і пасивним копіром гичкозбиральної машини:

1 – опорне колесо; 2 – копір; 3 – кронштейн; 4 – паралелограмний механізм; 5, 7, 10 – гайки; 6 – рама; 8 – маховичок; 9 – гвинтова тяга; 11 – гофрований кожух приводного вала ножа; 12 – механізм підвіски ножа; 13 – бітер; 14 – ніж; I, II, III – отвори встановлення шарніра гвинтової тяги; a – горизонтальний зазор; b – вертикальний зазор

Дисковий ніж 14 з бітером 13 приводиться у обертальний рух від кінчного редуктора. Ніж може переміщуватися вздовж приводного вала, завдяки механізму підвіски 12.

Під час руху машини копіри, переміщуючись по головках коренеплодів (розміщені на різній висоті від поверхні поля) завдяки паралелограмному механізму і механізму підвіски переміщують ніж відносно його приводного вала. Ніж зрізує гичку на заданій висоті від головки коренеплода, а бітером спрямовує її на транспортер.

Якість роботи різального апарата залежить від правильних його регулювань, які виконують у такій послідовності:

1. Встановлення ножа відносно поверхні поля. Це регулювання виконують переміщенням опорного колеса 1 маховичком 8 у полі після заїзду в загінку, коли колеса машини мають робоче занурення у ґрунт. Кромки ножів встановлюють приблизно на рівні з поверхнею поля.

2. Регулювання вертикального зазору b ($b = 10$ мм) між копиром і кромкою ножа виконують зміною довжини гвинтової тяги 9 за допомогою гайок, встановивши її шарнір у положення II.

3. Мінімальний горизонтальний зазор a між копиром і кромкою ножа встановлюють переміщенням копіра у крайнє заднє положення по довгастих отворах кронштейна. Після цього виконують пробний проїзд 10...20 м. Якщо окремі коренеплоди, головки яких розміщені нижче рівня поля, будуть високо зрізані, то необхідно за допомогою опорного колеса опустити нижче ножі. Знову зробити пробний проїзд і оцінити зрізання на низьких коренеплодах.

4. Регулювання вертикальної поправки виконують перестановкою шарніра гвинтової тяги 9 в одне із трьох положень I, II, III. Вертикальна поправка велика, якщо шарнір гвинтової тяги встановлено у положення III і мала – у положення I.

Вертикальною поправкою називають автоматичне збільшення вертикального зазора b між копиром і кромкою ножа при підніманні копіра і ножа вгору. Вертикальна поправка рівна різниці між висотою від нижнього положення копіра і висотою піднімання ножа. Необхідність такої поправки обумовлено тим, що коренеплоди, які виступають над рівнем поля, як правило крупніші. В такому випадку необхідно зрізати більшу частину головки коренеплода. У таблиці 2.10.1 наведено основні порушення технологічного процесу зрізання гички та причини їх виникнення.

Обладнання і прилади

1. Експериментальна установка (рис. 2.10.2) складається з різального апарата з механізмами копіювання і підвіски, які встановлено на спеціальній рамі.

2. Лінійка з міліметровими поділками.

3. Дерев'яні прокладки довжиною 300 мм, шириною 150 мм і висотою h – 10, 15, 20 і 25 мм.

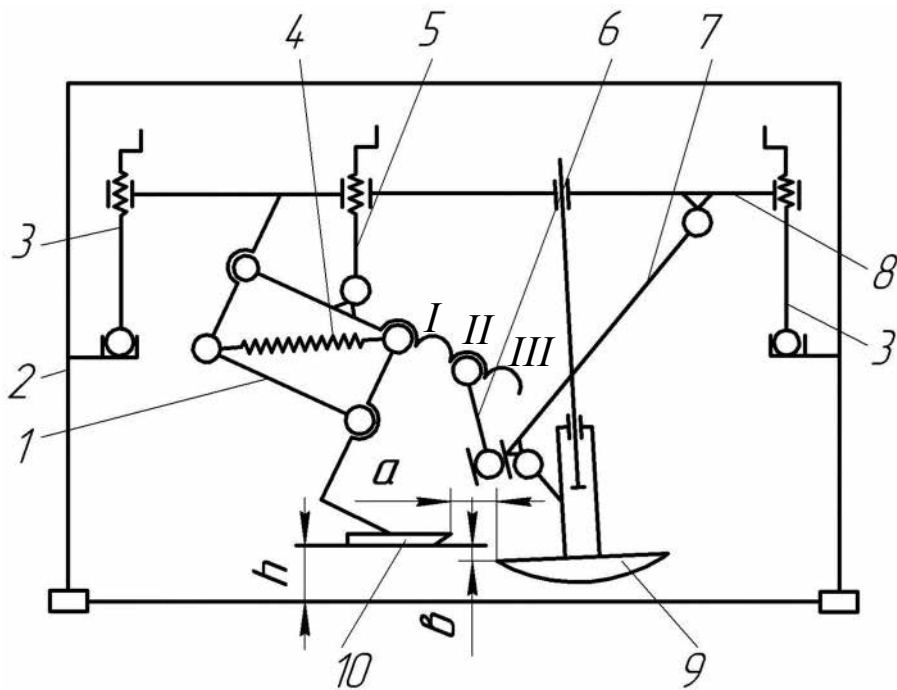


Рис. 2.10.2. Кінематична схема експериментальної установки:

1 – паралелограмний механізм копіра; *2* – рама встановлення; *3* – гвинти піднімання (опускання) різального апарата з механізмами копіювання і підвіски; *4* – пружина; *5* – гвинт піднімання (опускання) копіювального механізму; *6* – гвинтова тяга; *7* – механізм підвіски ножа; *8* – рухома рамка; *9* – ніж; *10* – копір; *a* – горизонтальний зазор; *b* – вертикальний зазор; *h* – висота розміщення копіра відносно поверхні стола (поля)

Порядок і методика виконання роботи

1. Вивчити будову і принципи дії експериментальної установки та перевірити її комплектність і працездатність.
2. Заготовити таблицю 2.10.2.
3. Встановити ніж *9* (рис.2.10.2) так, щоб його різальна кромка торкалась поверхні стола (поля), використовуючи гвинти *3* і *5*.
4. Під'єднати шарнір гвинтової тяги *6* в положення *I* паралелограмного механізму *1*.
5. Встановити копір у таке положення, щоб горизонтальний зазор *a* між кромкою ножа і копіром був 45 мм, а вертикальний *b* – 10 мм.
6. Почергово підкласти, користуючись гвинтом *5*, прокладки висотою *h* (15, 20, 25, 30, 35, 40 мм) і заміряти вертикальний зазор *b* між кромкою ножа і копіром. Дані занести у табл. 2.10.2. Дослід повторити три рази.
7. Переставити шарнір гвинтової тяги *6* у положення *II* і виконати пункти 3, 5, 6.
8. Переставити шарнір гвинтової тяги *6* у положення *III* і виконати пункти 3, 5, 6.

Таблиця 2.10.1

**Характерні порушення технологічного процесу зрізання гички
та причини їх виникнення**

<i>№</i>	<i>Порушення процесу</i>	<i>Причина</i>
1	Високі коренеплоди зрізані нормально, а на низьких залишаються необрізані черенки гички.	Велика вертикальна поправка; малий вертикальний зазор <i>b</i> .
2	Низькі коренеплоди зрізані нормально, а на високих залишаються необрізані черенки гички.	Вертикальна поправка мала.
3	Коренеплоди зрізані косо знизу вгору по ходу машини.	Малий горизонтальний зазор; занадто круто загострена нижня грань ножа.
4	Коренеплоди зрізані косо зверху вниз по ходу машини.	Великий горизонтальний зазор <i>a</i> .
5	Надмірна кількість сколотих коренеплодів з рваною поверхнею зрізу.	Затупились ножі.
6	Копіри вивертають із ґрунту окремі коренеплоди.	Збільшились сили тертя в шарнірах копіювального механізму.

Таблиця 2.10.2

**Характер зміни вертикального зазора *b* між копіром і кромкою
ножа залежно від висоти *h* розміщення копіра над поверхнею поля
при різних положеннях шарніра гвинтової тяги**

Висота розміщення копіра <i>h</i> , мм	Положення шарніра I				Положення шарніра II				Положення шарніра III				
	Повторність			Середнє значення <i>b</i> , мм	Повторність			Середнє значення <i>b</i> , мм	Повторність			Середнє значення <i>b</i> , мм	
	1	2	3		1	2	3		1	2	3		
10													
15													
20													
25													
30													
35													
40													

9. Визначити середнє значення вертикального зазора b при I , II і III положеннях шарніра гвинтової тяги b і записати у табл. 2.10.2.

10. Побудувати графіки залежності зміни вертикального зазора b від висоти h розміщення копіра по середніх значеннях b для I ; II і III положень шарніра гвинтової тяги.

11. Визначити вертикальну поправку для трьох положень (I , II , III) шарніра гвинтової пари:

$$\delta = b_{max} - b_{min}$$

де b_{max} і b_{min} – відповідно, максимальний і мінімальний вертикальний зазор між копіром і кромкою ножа.

Звіт

У звіті повинні висвітлити наступні питання:

1. Назву роботи, її порядковий номер.
2. Завдання.
3. Перелік обладнання і приладів.
4. Дані замірів залежності $b = f(h)$ у вигляді таблиці 2.10.2.
5. Графіки залежності $b = f(h)$ для трьох положень (I , II , III) шарніра гвинтової тяги.
6. Аналіз результатів експериментальних досліджень характеру зміни вертикального зазора b і вертикальної поправки δ .

Контрольні запитання

1. У чому полягає мета роботи?
2. Які основні елементи різального апарата гичкозбиральної машини?
3. Назвіть, які параметри різального апарата є регульованими?
4. При якому положенні шарніра гвинтової тяги найбільша вертикальна поправка δ ?
5. Який характер зміни вертикального зазора b із збільшенням висоти h розміщення копіра над поверхнею поля?

РОЗДІЛ 3.

ЗАДАЧІ З РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ МАШИН

3.1. Ґрунтообробні машини

3.1.1. При вдавлюванні наконечника твердоміра у ґрунт записана діаграма залежності стиснення пружини від глибини h вдавлювання (рис. 3.1). Користуючись діаграмою, визначити жорсткість пружини в Н/см.

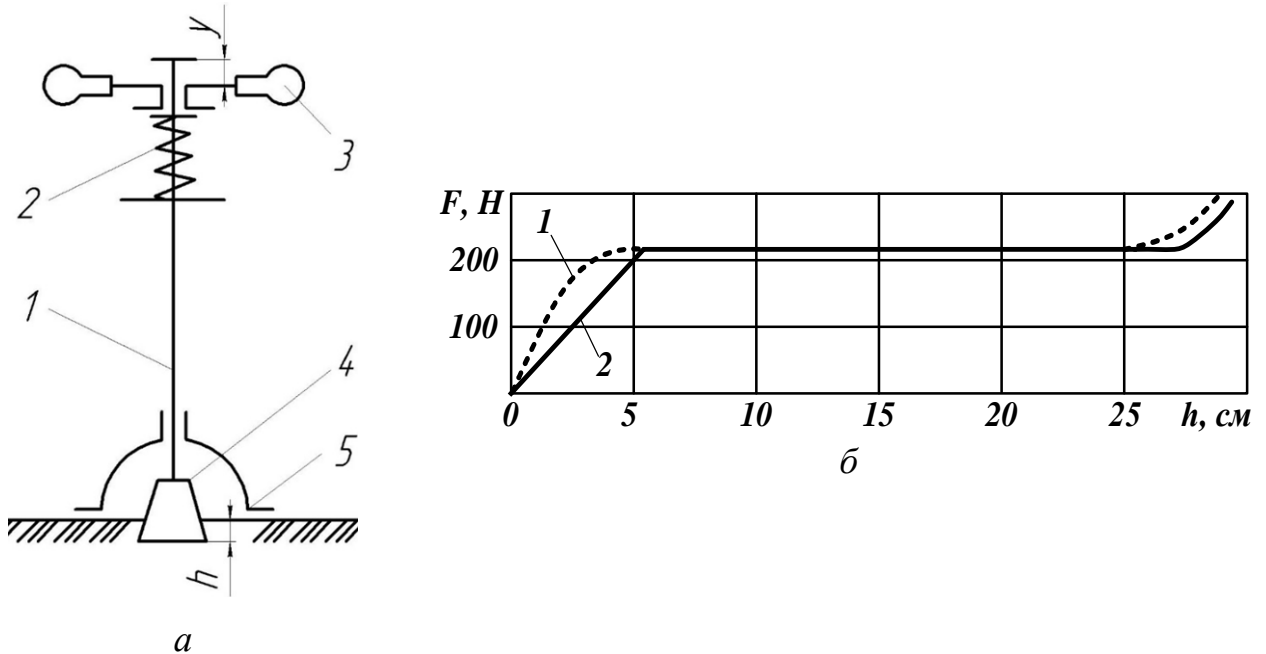


Рис. 3.1. Твердомір динамометричного типу:

a – схема твердоміра: 1 – штанга; 2 – пружина; 3 – рукоятка; 4 – наконечник; 5 – опора; $б$ – діаграма твердоміра з наконечниками

3.1.2. Діаграму твердості ґрунту в межах орного шару можна апроксимувати двома прямими OA і AB (рис. 3.2.), які характеризують дві фази деформації ґрунту. В якій фазі відбувається пружна і пластична деформація ґрунту?

3.1.3. На діаграмі твердості ґрунту в межах орного шару (рис. 3.2.) показати фазу, де сила опору не зростає, тобто ґрунт «тече».

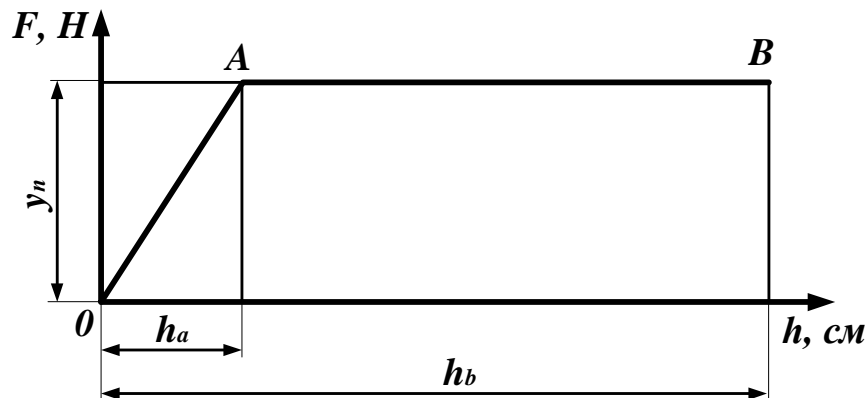


Рис. 3.2. Діаграма, що характеризує зміну сили опору від глибини вдавлювання наконечників

3.1.4. Надійне обертання скиби ґрунту під час оранки досягається за умови певного відношення ширини скиби до її товщини (рис. 3.3). Стійке положення плуга забезпечується при $b/a > 1,3$. Визначити максимальну глибину оранки a плугом, у якому ширина захвату одного корпусу $b = 35$ см.

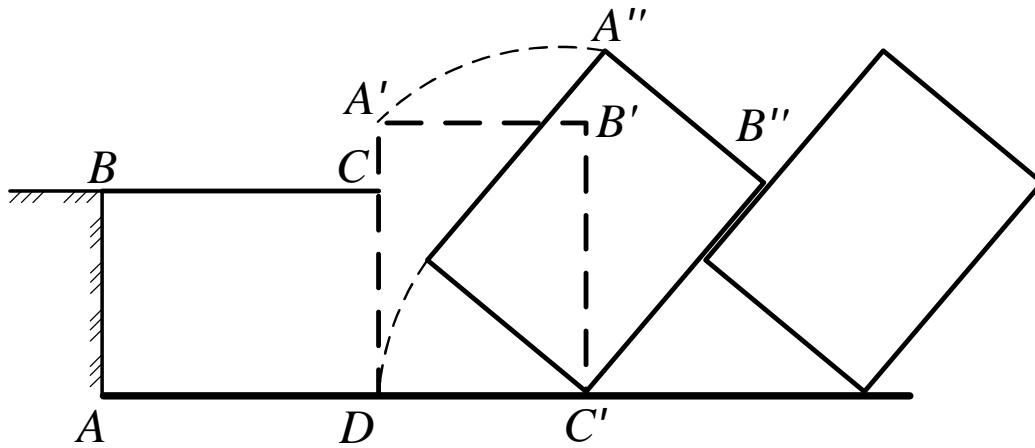


Рис. 3.3. Схема обертання скиби плужним корпусом

3.1.5. У тригранному клині вільно можна змінювати лише два кути, а третій визначають за значеннями цих двох кутів (рис. 3.4). Записати формулу для визначення кута α , якщо відомі γ і β .

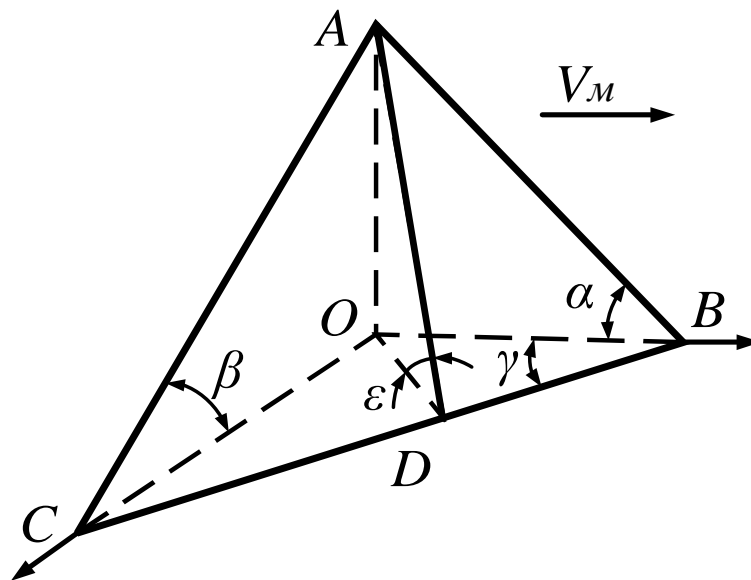


Рис. 3.4. Схема до визначення залежності між основними параметрами тригранного клина:

α – кут піднімання, кришіння і розпушування скиби; β – кут нахилу скиби; γ – кут зміщення скиби; ϵ – кут нахилу робочої поверхні клина до горизонт

3.1.6. Довжину польової дошки визначають з умови, що сумарна сила R' (рис. 3.5) опору деформації скиби на своєму продовженні у горизонтальній

проекції обмежує її довжину. Визначити довжину польової дошки L , якщо відомі: $\gamma_0 = 30^\circ$, $b = 35$ см і кут $\varphi = 37^\circ$.

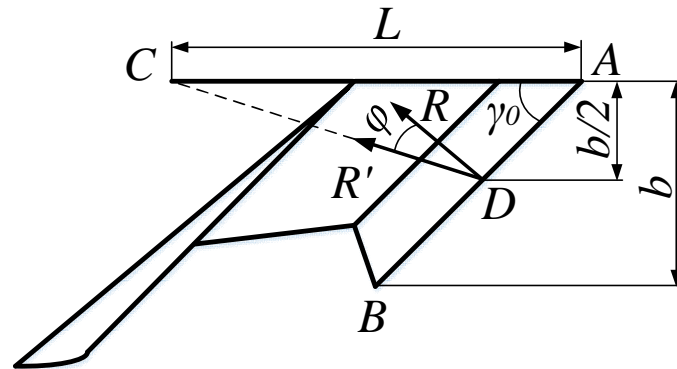


Рис. 3.5. Схема для розрахунку довжини польової дошки

3.1.7. На рис. 3.6. показана схема сил, що діють на плуг у поздовжньо-вертикальній площині. Які сили сприяють заглибленню корпусу плуга?

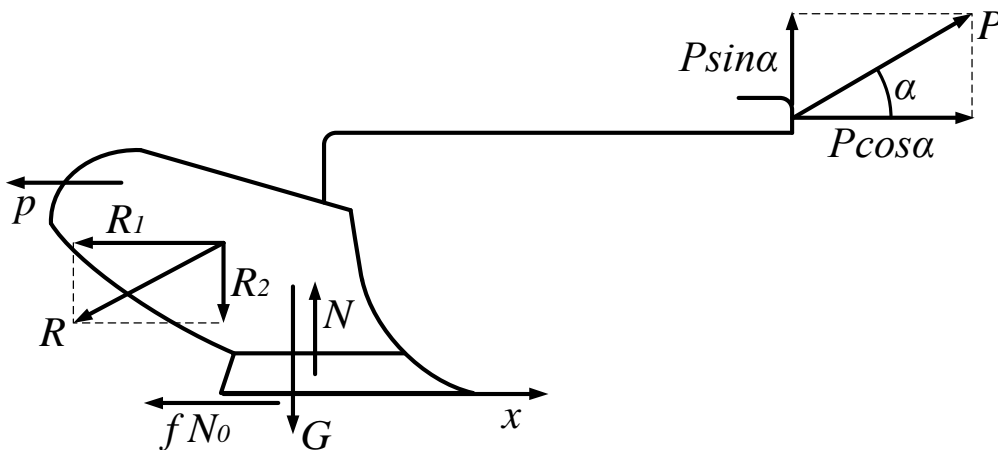


Рис. 3.6. Схема сил, що діють на плуг у поздовжньо-вертикальній площині

3.1.7. На рис. 3.6 показана схема сил, що діють на плуг у поздовжньо-вертикальній площині. Які сили впливають на збільшення тягового опору плуга?

3.1.8. Визначити максимально допустиму глибину оранки корпусом з шириною захвату 35 см.

3.1.9. Тракторний плуг з трьома корпусами вагою $Q = 600$ кг виконує оранку на глибину 22 см з робочою швидкістю $V = 1,25$ м/с, питомий опір ґрунту $K = 35$ кПа, $f = 0,5$. Визначити тяговий опір плуга за формулою В.П. Горячкіна.

3.1.10. Розрахувати масу начіпного плуга, призначеного для агрегативання з колісним трактором, якщо відомо (рис. 3.7), що $a = 0,84$ м, $b = 2,3$ м, $g_T = 3100$ кг, $l = 2,38$ м. Розрахувати, також, реакцію ґрунту на керовані і задні колеса трактора для даного агрегату в транспортному положенні.

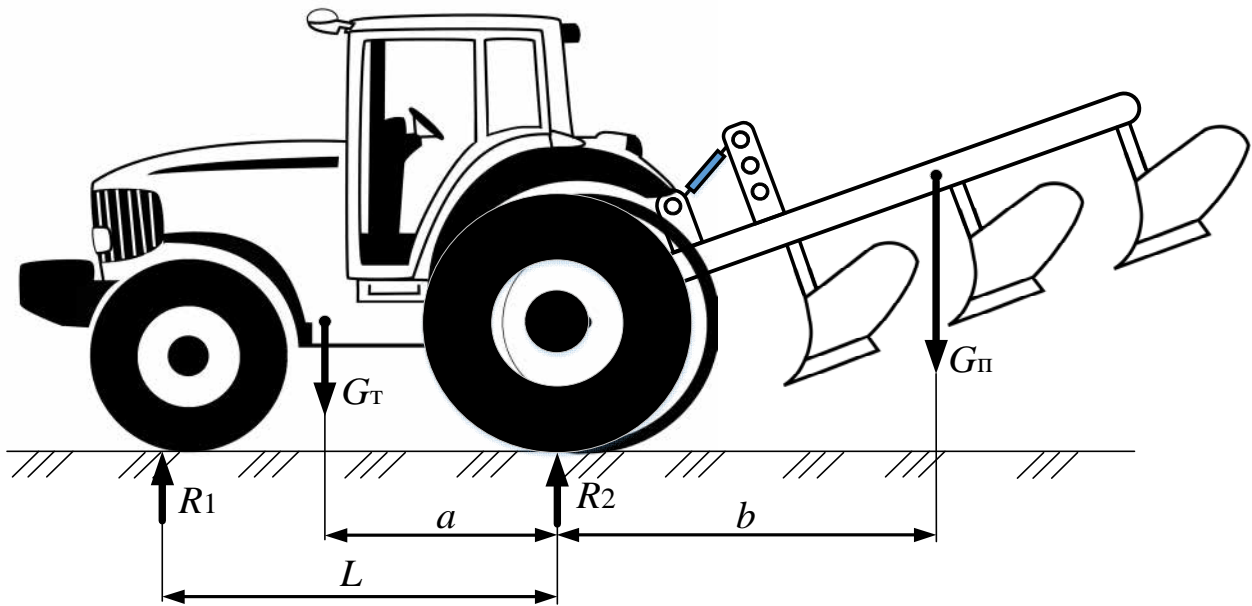


Рис. 3.7. Схема сил, які впливають на поздовжню стійкість агрегату

3.1.11. Агрегат складається з трактора (опір переміщенню 30 кН) і п'ятикорпусного плуга, у якому два корпуси можна знімати. Ширина захвату одного корпусу – 350 мм. Визначити необхідну кількість корпусів плуга, якщо $K = 90$ кПа, глибина оранки – 0,3 м.

3.1.12. Чому при визначенні кута 2γ розхилу леза лап доцільно виходити з умови, щоб різання коренів бур'янів відбувалося із ковзанням їх по лезу (рис. 3.8)?

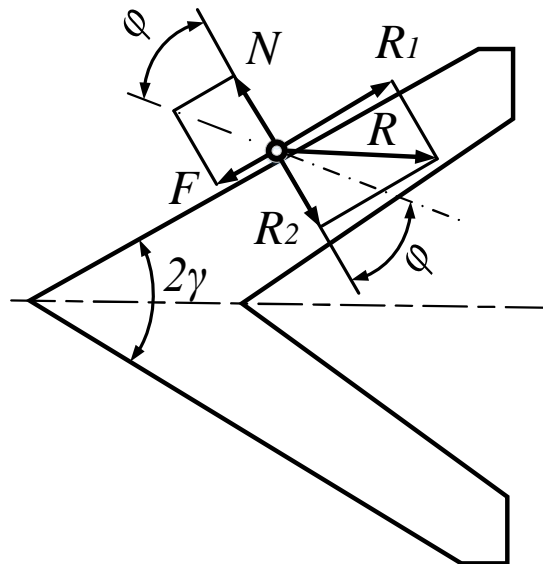


Рис. 3.8. Схема дії на лезо лапи сил у момент підрізування бур'яну

3.1.13. Розрахувати відстань між рядами розпушувальних лап культиватора (рис. 3.9), якщо задана глибина обробітку – 8 см, виліт носка лапи – 10 см, кут входження лапи в ґрунт – 30° і кут тертя ґрунту по сталі – 35° .

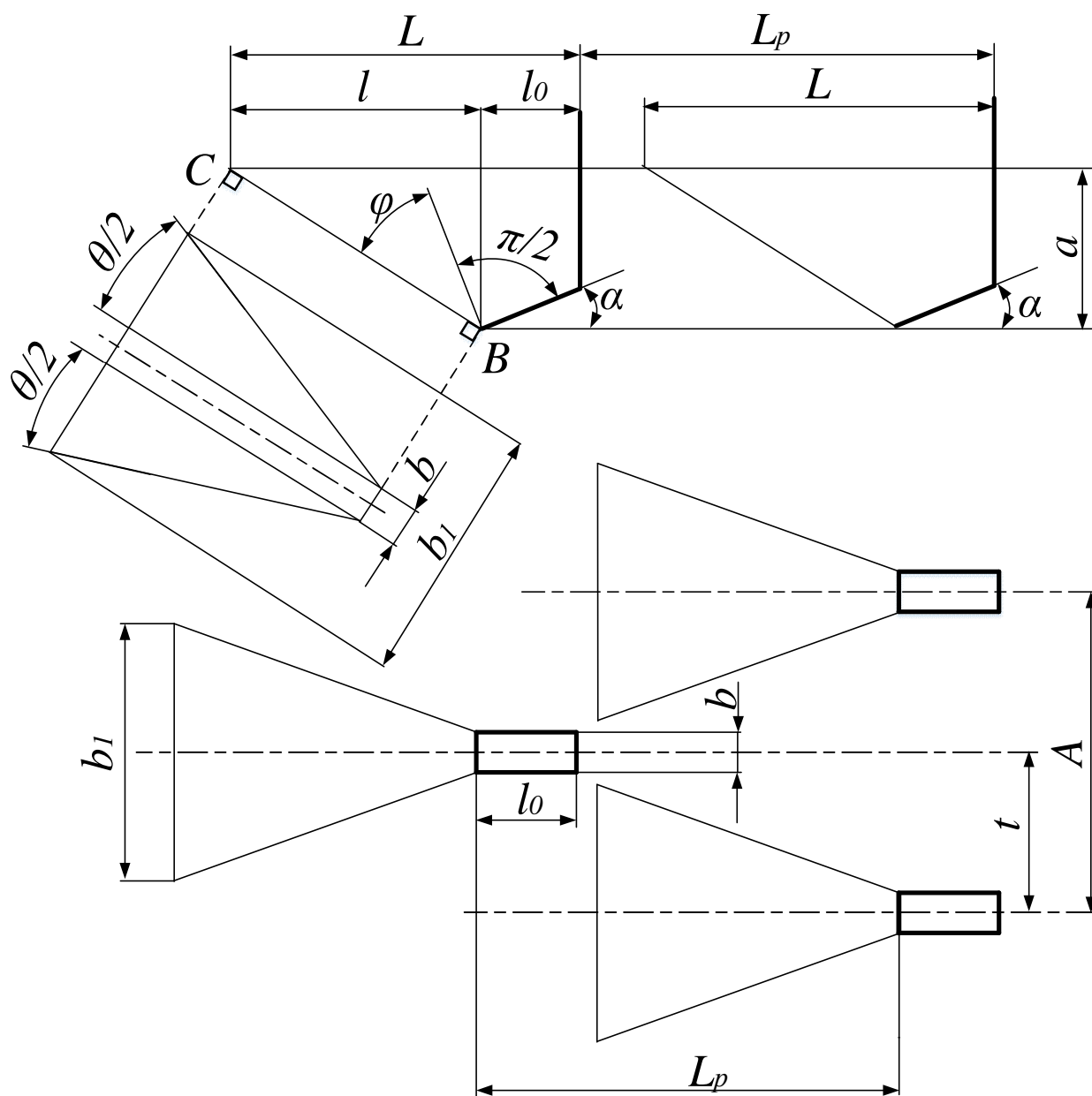


Рис. 3.9. Схема деформації ґрунту розпушувальною лапою

3.1.14. Розрахувати ширину захисної зони при обробітку кукурудзи на зерно з шириною міжрядь – 0,7 м культиватором, на якому встановлені стрілкові лапи – 270 мм і дві односторонні лапи шириною – 165 мм. Перекриття складає – 60 мм. Обґрунтуйте схему розташування робочих органів культиватора.

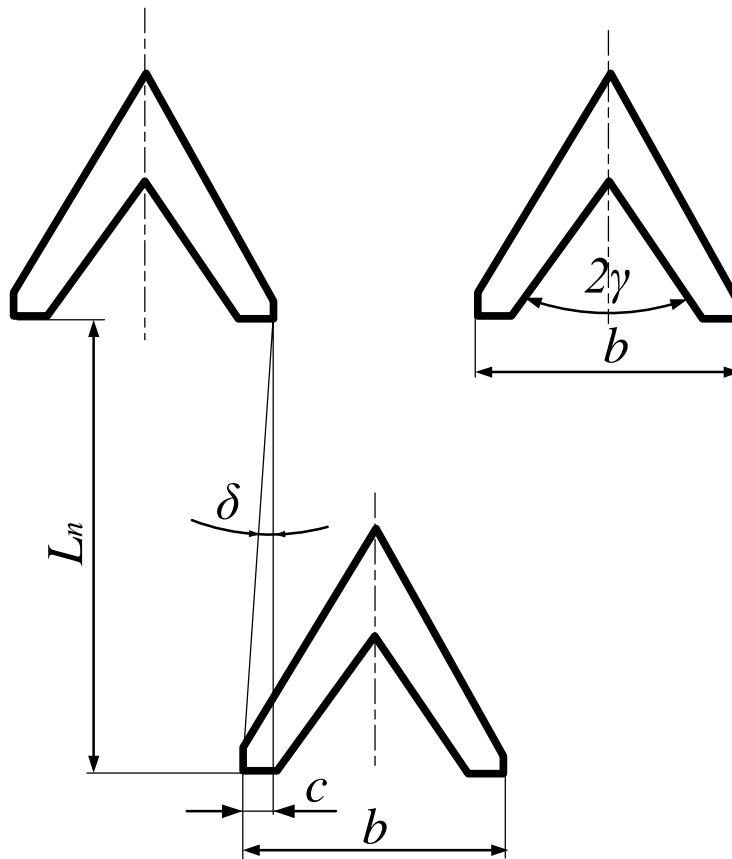


Рис. 3.10. Схема розташування розпушувальних лап культиватора

3.1.15. Кут тертя леза стрілкової лапи культиватора по корінню бур'янів $f_k = 24^\circ$, а по ґрунту $f_r = 28^\circ$. Визначити при яких кутах розхилу лапи культиватора γ буде відбуватися ковзання коріння бур'янів по лезу лапи та розрахувати значення оптимального кута розхилу $\gamma_{\text{опт}}$ за умови відсутності забивання.

3.1.16. Розрахувати найбільше заглиблення розпушувальних культиваторних лап за таких умов: відстань між стояками лап – 350 мм; ширина стояка – 50 мм; кут деформації ґрунту – 50° ; кут тертя ґрунту по сталі – 25° ; кут входження лапи в ґрунт – 35° .

3.1.17. Визначити відстань між переднім і заднім рядами розпушувальних лап (виліт лап – $l_0 = 205$ мм), якщо відстань між стояками лап – 350 мм, ширина стояка – 50 мм, кут деформації ґрунту – 50° , кут тертя ґрунту по сталі – 25° , кут входження лапи в ґрунт – 35° .

3.1.18. Визначити кількість лап n для плоскоріза, якщо відомі: глибина обробітку – $a = 0,25$ м, ширина захвату однієї лапи – $b = 1,1$ м, питомий опір ґрунту – $k = 0,3 \cdot 10^5$ Н/м², тяговий опір на гаку трактора – 50000 кН, за умови, що загальний опір плоскоріза – $P = 55,25$ кН, швидкість руху агрегату – $V = 2,58$ м/с, коефіцієнт корисної дії машини у межах – $\eta = 0,7 \dots 0,9$.

3.1.19. Яка потрібна ширина захвату культиватора за умови, що: тягове зусилля трактора – $P_T = 30000$ кН, питомий опір ґрунту і культиватора – 25000 Н/м, коефіцієнт використання тягового зусилля трактора – $0,8 \dots 0,95$.

3.1.20. Розрахувати відстань у ряду розпушувальних лап культиватора, якщо відомі: 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 - $\varphi = 35^\circ$.

3.1.21. Визначити перекриття лап при обробітку міжрядь шириною - 700 мм, із захисною зоною - 100 мм для універсальних стрілочастих лап культиватора із шириною - 270 мм і для однобічних лап шириною - 165 мм.

3.1.22. Розрахувати кут атаки дискової борони за умови якісного обробітку ґрунту, якщо діаметр диска - 450 мм, відстань між дисками на батареї - 130 мм і глибина обробітку - 25 мм.

3.1.23. Визначити кут атаки дискової батареї лушчильника (рис. 3.11), якщо відома глибина обробітку ґрунту - 0,1 м, висота необроблених гребнів - $0,5a$, діаметр дисків - 450 мм, відстань між дисками на батареї - 170 мм.

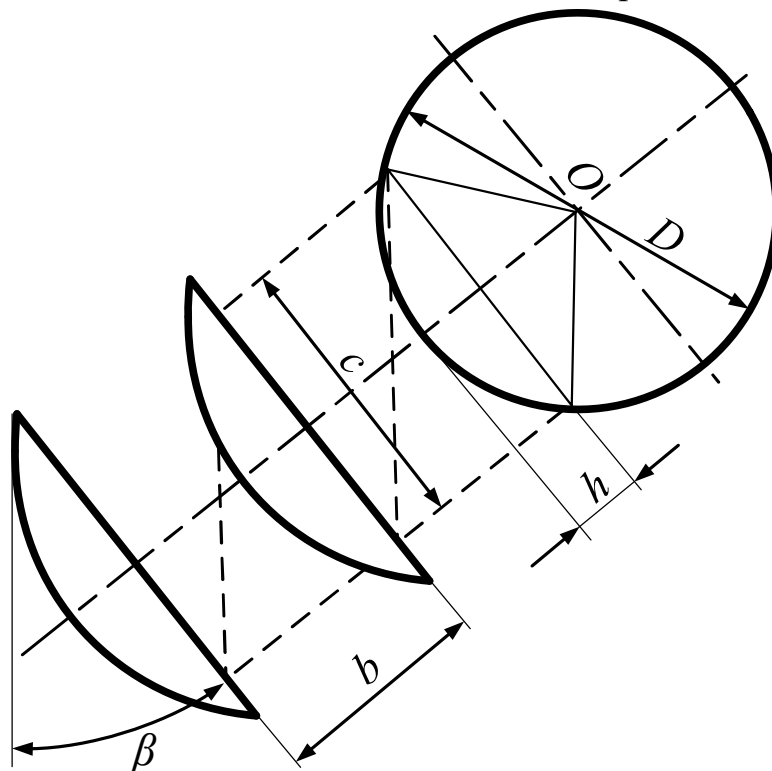


Рис. 3.11. Схема розташування дисків лушчильника

3.1.24. Якого діаметру потрібні диски для обробітку ґрунту (рис. 3.11) на глибину - $a = 10$ см, якщо: кут атаки - $\theta = 30^\circ$, висота гребенів - $h \leq 0,5a$ і проміжок між дисками на батареях - $b = 170$ мм?

3.2. Машин для сівби та садіння

3.2.1. Визначити крок сівби пунктирною сівалкою, якщо маса 1000 насінин - 32 г при нормі висіву - 160 кг/га.

3.2.2. Розрахувати шлях, пройдений сівалкою Astra-3,6 до спорожнення насінневих ящиків, якщо об'єм ящиків - 500 дм^3 ; коефіцієнт їх заповнення - 0,8; об'ємна маса насіння - 800 кг/м^3 і норма висіву - 220 кг/га.

3.2.3. Визначити масу насіння, що висівається за один оберт катушки висівного апарата, якщо відомо: норма висіву - $Q = 180$ кг/га; відстань між

рядками – $b = 0,15$ м; діаметр опорно-приводного колеса – $D = 1,2$ м; передавальне відношення від осі опорно-приводного колеса до вала висівного апарата – $i = 0,5$ і коефіцієнт ковзання колеса – $\eta = 0,9 \dots 0,95$.

3.2.4. Визначити розрахункову норму висіву насіння, яку потрібно встановити в сівалці при коефіцієнті ковзання коліс – $\delta = 0,07$, щоб забезпечити задану норму висіву – $Q = 180$ кг/га.

3.2.5. Визначити коефіцієнт ковзання коліс сівалки, якщо пройдений нею шлях – $l = 42$ м, діаметр опорно-приводних коліс – $D = 1,25$ м, кількість повних обертів коліс – 10.

3.2.6. Сівалка з діаметром опорно-приводних коліс – $D = 1,25$ м розрахована на ширину міжрядь – $b = 150$ мм. Визначити передавальне число від осі опорно-приводних коліс до висівних апаратів при нормі висіву вівса – $Q = 140$ кг/га, якщо відомо, що робочий об'єм катушки – $V_0 = 35$ см³, а об'ємна вага вівса – $\gamma = 0,48$ г/см³.

3.2.7. Розрахувати робочий об'єм катушкового висівного апарата, необхідний для висіву ячменю у кількості – 120 кг/га (об'ємна вага ячменю $\gamma_{\text{я}} = 0,650$ г/см³), жита – 100 кг/га (об'ємна вага жита $\gamma_{\text{ж}} = 0,72$ г/см³) або пшениці – 140 кг/га (об'ємна вага пшениці $\gamma_{\text{пш}} = 0,76$ г/см³). Ширина міжряддя – 0,15 м, передавальне число до висівних апаратів – $i = 0,49$, діаметр опорно-приводних коліс – $D = 1,25$ м.

3.2.8. Визначити крок посадки картоплі, якщо норма посадки – 50000 бульб/га і ширина міжряддя – 0,7 м.

3.2.9. Садильний апарат картоплесаджалки має 12 ложечок і приводиться в рух від синхронного ВВП, який робить – 3,5 оберти на 1 м шляху. Підібрати зірочку для таких умов: норма посадки – $N = 62000$ бульб/га і ширина міжряддя – 0,7 м, швидкість агрегату – 5,4 км/год, постійне передавальне відношення – $i_0 = 0,0033$.

3.2.10. Визначити частоту обертання вала садильного апарата саджалки, якщо швидкість переміщення машини – 5 км/год, норма садіння – $Q = 60000$ бульб/га, ширина міжряддя – $b = 0,7$ м і число ложечок на диску – 12 шт.

3.3. Машини для внесення добрив

3.3.1. Визначити ширину захвату відцентрового розкидача добрив, якщо диск розташований горизонтально на висоті – 600 мм, частота його обертання – 800 хв⁻¹, діаметр диска – 500 мм і зона перекриття – 1,0 м.

3.3.2. Чому дорівнює сила тертя, якщо на диск відцентрового апарата радіусом – 100 мм, що має кутову швидкість – 10 с⁻¹, потрапила частинка добрив вагою – 1,96 Н і знаходиться у положенні нестійкої рівноваги?

3.3.3. Визначити швидкість розсівання частинок добрив з малим коефіцієнтом парусності, якщо дальність їх польоту – 3 м і висота розташування відцентрового апарата над поверхнею поля – 0,5 м.

3.3.4. Визначити продуктивність відцентрового розкидача при швидкості агрегату – 7,2 км/год, ширині захвату – 12 м і нормі внесення – 200 кг/га.

3.3.5. Дальність польоту частинок добрив – 10 м, величина перекриття – 1 м. Чому дорівнює ефективна ширина розсівання для однодискового відцентрового апарата?

3.3.6. Визначити швидкість транспортера відцентрового розкидача, якщо швидкість агрегату – $V = 1,5$ м/с, норма внесення добрив – $Q = 500$ кг/га, висота щілини – $H = 0,4$ м, об'ємна маса мінеральних добрив – $\gamma = 800$ кг/м³, ширина транспортера дорівнює ширині розкидання добрив – $B_{\text{тр}} = B_p$.

3.3.7. Визначити частоту обертання диска розкидача, якщо мінімальний радіус диска – $d_{\text{min}} = 150$ мм. Кут тертя туків по диску – $\varphi = 35^\circ$.

3.3.8. Визначити ширину захвату відцентрового розкидача, якщо відомо, що диск розташований горизонтально на висоті – $H = 0,7$ м, частота обертання диска – $n = 800$ хв⁻¹, діаметр диска – $D = 500$ мм, відстань між дисками – $l = 1,2 \dots 1,3$ м.

3.3.9. Якщо на диск відцентрового розкидача радіусом – $r_0 = 0,1$ м, що має кутову швидкість – $V_k = 1,01$ м/с, надійшла частка добрив масою – $m = 0,2$ г і знаходиться у положенні нестійкої рівноваги, то чому при цьому дорівнює значення сили тертя?

3.3.10. Дальність польоту частинок добрив – $L = 10$ м, перекриття – $\Delta b = 1$ м. Чому дорівнює ефективна ширина розсівання для однодискового відцентрового розкидача?

3.4. Машини для хімічного захисту рослин

3.4.1. Визначити подачу розчину отрутохімікату одним розпилювачем обприскувача, який має діаметр вихідного отвору – 1,2 мм, якщо рідина подається під тиском – 0,3 МПа, а коефіцієнт витрати рідини – $\mu = 0,27$.

3.4.2. Визначити фактичну норму витрати робочої рідини обприскувача при швидкості його руху – 9 км/год, якщо ширина захвату обприскувача – 16,2 м, на штанзі встановлено – 33 розпилювачі, кожен з яких подає – 1,2 л/хв робочої рідини.

3.4.3. Польовий вентиляторний обприскувач забезпечений – 12 розпилювачами і завдяки застосуванню вентилятора має ширину захвату – 20 м. Подача робочої рідини через розпилювач – 10 дм³/хв. Визначити необхідну робочу швидкість руху агрегату, яка забезпечить норму – 1200 дм³/га.

3.4.4. Визначити необхідний тиск для забезпечення секундної витрати отрутохімікату через один розпилювач обприскувача – $Q = 1,7 \cdot 10^{-6}$ м³/с, якщо діаметр вихідного отвору розпилювача $d = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м і коефіцієнті витрати $\mu = 0,41$.

3.4.5. Розрахувати необхідний тиск для забезпечення хвилинної витрати пестициду через один розпилювач обприскувача – $q = 0,8$ л/хв при діаметрі вихідного отвору розпилювача – $d = 1,5$ мм.

3.4.6. Вентиляторний обприскувач забезпечений 12 розпилювачами і завдяки застосуванню вентилятора має ширину захвату – $B = 20$ м. Подача пестициду через розпилювач $q = 10$ дм³/хв. Визначити робочу швидкість агрегату, якщо необхідна норма внесення пестициду – $Q = 1200$ дм³/га.

3.4.7. Визначити необхідну продуктивність Q садового обприскувача, у якого діаметр вихідного отвору сопла – $d = 0,4$ м. Висота дерев – $H = 6$ м, ширина міжряддя – $B = 6$ м, швидкість повітряного потоку при вході у крону – $V_{кр} = 20$ м/с, коефіцієнт турбулентності – $0,1$.

3.4.8. Розрахувати дальність польоту струменя при обприскуванні дерев висотою – $H = 5$ м в саду з міжряддями – $B = 6$ м.

3.4.9. Визначити швидкість обприскувача з шириною захвату – 6 м, якщо число наконечників – 18 , витрата через один наконечник – $0,5$ л/хв, норма витрати отрутохімікатів – 200 л/га.

3.4.10. Визначити витрату розчину отрутохімікатів наконечником за одну хвилину, якщо ширина захвату обприскувача – 15 м, швидкість – 10 км/год, числом наконечників – 20 , на гектар витрачає – 6 кг отрутохімікатів у двопроцентному розчині.

3.5. Збиральні машини

3.5.1. Визначити подачу на ніж сегментно-пальцевої косарки, якщо агрегат рухається зі швидкістю – $1,8$ м/с, кутова швидкість кривошипного валу привода ножа – 88 с⁻¹.

3.5.2. Визначити середню швидкість ножа різального апарата нормального типу при частоті обертання кривошипного вала – 900 хв⁻¹. Радіус кривошипа – 38 мм.

3.5.3. Різальний апарат роторної косарки має прямокутні ножі-пластини з довжиною різальної кромки ножа – $32,5$ мм; діаметр ротора – $D = 590$ мм. Робоча швидкість косарки – $8,15$ км/год. Кількість ножів – 2 . Визначити частоту обертання ротора за умови відсутності огріхів.

3.5.4. Визначити масу одного погонного метра валка, який формується роторними граблями шириною захвату – $6,0$ м, якщо урожайність сіна – 35 ц/га.

3.5.6. Підбирач валків рухається з поступальною швидкістю – 3 км/год. Визначити колову швидкість кінця пальця підбирача, який знаходиться у верхньому положенні, за умови якісного підбирання валків.

3.5.7. Визначити частоту обертання барабана підбирача при швидкості переміщення машини – $1,5$ м/с, якщо довжина пальця – 166 мм, відстань між осями вала барабана і трубчастого вала пальців – 80 мм, кут встановлення пальців – 30° , висота гребенів – 16 мм і число трубчастих валів – 4 .

3.5.8. Визначити швидкість переміщення по полю прес-підбирача, якщо його продуктивність – 6 т/год, урожайності сіна – 30 ц/га і валки утворені граблями шириною захвату – $6,0$ м.

3.5.9. Визначити подачу сіна в прес-підбирач на підбиранні валка масою – $2,5$ кг на 1 м його довжини при швидкості агрегату – $7,2$ км/год.

3.5.10. Визначити потужність, необхідну для пресування сіна при врожайності – 30 ц/га, продуктивності прес-підбирача – 6 т/год, ширина валків – $6,0$ м. Питома витрата енергії на 1 т пресованого сіна – $0,6$ кВт·год/т.

3.6. Машина для післязбирального обробітку врожаю

3.6.1. Визначити, чи можливо повністю виділити великі і дрібні домішки із зерна, якщо зерновий ворох характеризується такими показниками: середнє арифметичне значення товщини зерна – 2...3 мм, великі домішки – 3,3 мм, дрібні домішки – 1...2 мм, середнє відхилення: товщини зерна – 0,23 мм, великих домішок – 0,3 мм, дрібних домішок – 0,12 мм?

3.6.2. Визначити радіус трієра, якщо частота його обертання – 42 хв⁻¹.

3.6.3. Визначити кут повороту циліндра трієра, за якого почнеться випадання частинок із його комірок, якщо циліндр обертається з частотою – 42 хв⁻¹, радіус циліндра – 0,5 м, кут нахилу опорної поверхні комірки – 0°, кут тертя зерна по поверхні трієра – 22°.

3.6.4. Визначити критичну швидкість обертання трієра діаметром – 600 мм.

3.6.5. При якому куті нахилу похила гірки буде повніше розділяти вівсяну суміш, якщо коефіцієнт тертя виви – 0,2...0,3, а насіння вівса – 0,5...0,6?

3.6.6. Визначити коефіцієнт парусності, якщо динамічний тиск повітряного потоку, при якому зерно знаходиться у зваженому стані – 6,8 мм вод.ст., щільність повітря – 1,2 кг/м³.

3.6.7. Розрахувати робочі розміри отворів колосових, підсівних і сортувальних решіт, якщо товщина насіння основної культури становить – 2,6 мм, а середньоквадратичне відхилення – 0,29 мм.

3.6.8. Обчислити допустиму швидкість руху зерна заданої культури по плоскому решету, якщо кут нахилу решета до горизонту – $\alpha = 8^\circ$, довжина отворів решета – 20 мм і радіус кривошипа – 8 мм.

3.7. Приклади розв'язання типових задач

Визначити довжину польової дошки корпусу плуга при ширині його захвату – 35 см, куті встановлення леза лемеша до стінки борозни – 40° і куті тертя ґрунту по поверхні лемеша – 28°.

При переміщенні корпусу плуга у ґрунті на нього діють сили опору, які намагаються повернути корпус відносно осі, що проходить через центр його ваги. Стійкість корпусу в борозні забезпечує польова дошка. Для виконання свого призначення польова дошка повинна мати певну довжину l_p .

При визначенні довжини польової дошки виходять із припущення академіка В.П. Горячкіна, що основний опір зосереджено на середині лемеша. На підставі цього вважають достатнім виконувати умову, при якій потрібно, щоб проекція сили опору R , що діє на середину лемеша, проходила по обрізу польовий дошки.

Для розв'язання задачі необхідно накреслити горизонтальну проекцію корпусу плуга і позначити на горизонтальній проекції точки: B – носок лемеша; D – середина леза лемеша; C – точки перетину лінії дії сили опору R з горизонтальною лінією; $BC = l_p$.

Лінія дії сили R відхиляється від нормалі до леза лемеша на кут тертя. З теореми синусів можна записати:

$$\frac{l_p}{\sin(90^\circ + \varphi)} = \frac{ВД}{\sin(180^\circ - (90^\circ + \varphi) - \gamma_0)} \text{ або } \frac{l_1}{\cos\varphi} = \frac{ВД}{\cos(\varphi - \gamma_0)};$$

$$l_p = \frac{ВД\cos\varphi}{\cos(\varphi + \gamma_0)}, \quad ВД = \frac{b}{2\sin\gamma_0},$$

тоді

$$l_p = \frac{b\cos\varphi}{2\sin\gamma_0 \cos(\varphi + \gamma_0)} = \frac{35\cos 28^\circ}{2\sin 40^\circ \cos(28^\circ + 40^\circ)} = 64,1 \text{ см}$$

РОЗДІЛ 4. ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ

1. Який із кутів, вказаних на схемі тригранного клина, забезпечує піднімання, кришення і розпушування скиби?		
1	α	
2	β	
3	γ	
4	ϵ	

2. Який із вказаних факторів не впливає на тяговий опір плуга?		
1	Продуктивність	
2	Швидкість руху агрегату	
3	Ширина захвату	
4	Питомий опір ґрунту	

3. Вкажіть, які із вказаних умов забезпечать рівновагу плуга?		
1	Сума проєкцій сил, які діють на кожну з трьох координатних осей, і сума моментів цих сил відносно кожної з цих осей дорівнюють нулю	
2	Сума проєкцій сил, які діють на кожну з трьох координатних осей дорівнюють нулю	
3	Сума моментів цих сил відносно кожної з цих осей дорівнювали нулю	
4	Сума проєкцій сил дорівнюють сумі моментів	

4. Вкажіть, за яких умов корінь буде ковзатися по лезу лапи?		
1	$\gamma > 90^\circ + \varphi$	
2	$\gamma < 90^\circ + \varphi$	
3	$\gamma > 90^\circ - \varphi$	
4	$2\gamma > 90^\circ - \varphi$	

5. Який із наведених факторів є визначальним для обґрунтування ширини захвату культиватора?		
1	Тягове зусилля трактора	
2	Властивості ґрунту	
3	Швидкості руху	
4	Тип робочих органів	

6. Вказати залежність між шириною захвату культиватора B_k , тяговим зусиллям трактора P_T і питомим опором ґрунту k .		
1	$B_k = P_T / k$	
2	$B_k > P_T / k$	
3	$B_k = k \cdot P_T$	
4	$B_k = k / P_T$	

7. Вказати головний фактор, що впливає на глибину ходу дисків дискової борони.		
1	Швидкість переміщення	
2	Кут атаки	
3	Навантаження на диск	
4	Відстань між дисками на батареї	

8. Від яких факторів залежить висота гребенів, що утворюють дискові борони?		
1	Швидкості руху	
2	Відстані між дисками	
3	Кутів загострення	
4	Типу борін	

9. Який фактор впливає на дальність польоту мінеральних добрив при розкиданні їх дисками?		
1	Місце подачі добрив на диск	
2	Швидкість руху машини	
3	Маса гранул	
4	Норма внесення	

10. Які із наведених факторів визначають норму висіву насіння катушковим висівним апаратом зернотукової сівалки?		
1	Розміри катушки	
2	Сумарний об'єм жолобків катушки та її оберти	
3	Швидкості руху агрегату	
4	Кількості жолобків	

11. Від чого залежить сила присмокування насіння у вакуумному висівному апараті пневматичної сівалки?		
1	Величини розрідження	
2	Величини розрідження і діаметра отворів	
3	Діаметра отворів і частоти обертання диска	
4	Величини розрідження і частоти обертання диска	

12. Які сошники забезпечують найкращу рівномірність загортання насіння по глибині і ширині?		
1	Анкерні з гострим кутом входження в ґрунт	
2	Однодискові	
3	Кілеподібні з тупим кутом входження в ґрунт	
4	Дводискові	

13. Які фактори впливають на витрату робочої рідини розпилювачем?		
1	Площа перерізу вихідного сопла	
2	Тиск рідини	
3	Швидкість руху машини	
4	Усі наведені фактори	

14. Які із наведених факторів призводять до нагромадження хлібної маси перед підбирачем барабанного типу з пружинними пальцями?		
1	Мала швидкість комбайна	
2	Велика урожайність	
3	Кінематичний режим роботи підбирача $\lambda < 1$	
4	Кінематичний режим роботи $\lambda \geq 1$	

15. Вкажіть, яким повинно бути співвідношення між коловою швидкістю планок мотовила $V_{\text{кол}}$ і швидкістю поступального руху зернозбирального комбайна $V_{\text{маш}}$?		
1	$V_{\text{кол}} = V_{\text{маш}}$	
2	$V_{\text{кол}} = 1,1 \dots 1,8V_{\text{маш}}$	
3	$V_{\text{маш}} = 1,1 \dots 1,8 V_{\text{кол}}$	
4	$V_{\text{кол}} = 2V_{\text{маш}}$	

16. Від яких параметрів залежить кінематичний режим роботи мотовила?		
1	Від частоти обертання мотовила	
2	Від колової швидкості руху лопаті мотовила	
3	Від частоти обертання мотовила і швидкості руху комбайна	
4	Від висоти хлібостою	

17. Що необхідно зробити, щоб збільшити ступінь дії мотовила на стеблову масу?		
1	Збільшити швидкість руху комбайна	
2	Зменшити швидкість руху комбайна	
3	Опустити мотовило	
4	Підняти мотовило	

18. Чи доцільно збільшувати кінематичний режим роботи мотовила на високих швидкостях руху комбайна?		
1	Так	
2	Ні	
3	При низькому хлібостої	
4	При високому хлібостої	

19. За рахунок якої енергії або сили можливе осипання зерна із колоса від дії мотовила?		
1	$W = tu^2/2$	
2	$F = ma$	
3	$F = mg$	
4	$F = m\omega^2 R$	

20. Яке значення кінематичного режиму роботи стрічково-пальцевого підбирача валків хлібної маси?		
1	$\lambda = 5 \dots 7$	
2	$\lambda = 2 \dots 5$	
3	$\lambda = 0,5 \dots 1$	
4	$\lambda = 1 \dots 1,1$	

21. За яким виразом визначають колову швидкість ножів роторної косарки?		
1	$V_H = V_M$	
2	$V_H = \omega r \sin \omega t$	
3	$V_H = \omega r$	
4	$V_H > V_M$	

22. Яку силу визначають за формулою $P = mw^2r$?	
де, m – маса ножа, w – кутова швидкість кривошипа, r – радіус кривошипа	
1	Силу опору ножа на різання
2	Силу інерцію ножа
3	Сумарну силу на привод ножа
4	Силу тертя ножа у пальцьовому брусі

23. За якої умови стебло не буде виштовхуватися із розхилу різальної пари?		
1	$\gamma \leq (\varphi_1 + \varphi_2)$	
2	$\alpha + \beta \leq -\varphi_1 + \varphi_2$	
3	$\gamma \geq (\varphi_1 - \varphi_2)$	
4	$\gamma = (\varphi_1 + \varphi_2)$	

24. Вказати залежність між параметрами сегментно-пальцьового різального апарата низького різання, де t – крок між сегментами, t_0 - крок між пальцями, S – хід ножа	
1	$t = t_0 = S = 76,2$ мм
2	$2t = 2t_0 = S = 152,4$ мм
3	$kt = kt_0 = S$, де $1 < k < 2$;
4	$t = 2t_0 = S = 76,2$ мм

25. Вказати залежність між параметрами сегментно-пальцьового різального апарата нормального різання, де t – крок між сегментами, t_0 - крок між пальцями, S – хід ножа	
1	$t = t_0 = S = 76,2$ мм
2	$2t = 2t_0 = S = 152,4$ мм
3	$kt = kt_0 = S$, де $1 < k < 2$;
4	$t = 2t_0 = S = 76,2$ мм

26. Вказати залежність між параметрами сегментно-пальцевого різального апарата нормального різання з некратним ходом ножа, де t – крок між сегментами,
 t_0 - крок між пальцями, S – хід ножа:

1	$t = t_0 = S = 76,2$ мм	
2	$2t = 2t_0 = S = 152,4$ мм	
3	$kt = kt_0 = S$, де $1 < k < 2$;	
4	$t = 2t_0 = S = 76,2$ мм	

27. Вказати залежність для визначення швидкості ножа сегментно-пальцевого різального апарата:
де r – радіус кривошипа, ω - кутова швидкість

1	$V = r - r \cos \omega t = r(1 - \cos \omega t)$	
2	$V = \omega r \sin \omega t$	
3	$V = \omega^2 r \cos \omega t$	
4	$V = \omega r \cos \omega t$	

28. Вказати залежність для визначення сили тертя у пальцевому брусі сегментно-пальцевого різального апарата:
де r – радіус кривошипа, ω – кутова швидкість, m – маса ножа, l – питоме зусилля різання, f – коефіцієнт тертя, $G = mg$ – вага ножа

1	$R = gl$	
2	$P = r\omega^2 m$	
3	$F = fG$	
4	$T = gl + r\omega^2 m + fG$	

29. Вказати залежність для визначення сили інерції ножа сегментно-пальцевого різального апарата:
де r – радіус кривошипа, ω - кутова швидкість, m – маса ножа, l – питоме зусилля різання, f – коефіцієнт тертя, $G = mg$ – вага ножа

1	$R = gl$	
2	$P = r\omega^2 m$	
3	$F = fG$	
4	$T = gl + r\omega^2 m + fG$	

30. При однаковій пропускній здатності комбайна, продуктивність роботи комбайна є різною. Причина?		
1	Різна урожайність	
2	Різні співвідношення маси зерна і соломи та урожайність	
3	Різна частота обертання молотильного барабана	
4	Різна частота обертання молотильного барабана і та зазори молотильного апарата	

31. За яким виразом визначають дійсну пропускну здатність молотильного апарата? де B – ширина захвату жатки; V_M – швидкість комбайна; Q – вага хлібної маси на 1га, W – продуктивність комбайна μ_0 – допустима подача на 1м довжини била; l – довжини била; z – кількість бил; n – частота обертання		
1	$q_1 = BV_M Q$,	
2	$q_2 = \mu_0 l z n / 60$	
3	$q_1 = q_2$	

32. За яким виразом визначають допустиму пропускну здатність молотильного апарата? де B – ширина захвату жатки; V_M – швидкість комбайна; Q – вага хлібної маси на 1га, W – продуктивність комбайна μ_0 – допустима подача на 1м довжини била; l – довжини била; z – кількість бил; n – частота обертання		
1	$q_1 = BV_M Q$,	
2	$q_2 = \mu_0 l z n / 60$	
3	$q_1 = q_2$	

33. За якої умови визначають максимально допустиму швидкість руху комбайна? де q_1 - дійсна пропускну здатність молотильного апарата; q_2 – допустима пропускну здатність молотильного апарата; μ_0 – допустима подача на 1м довжини била; l – довжини била; z – кількість бил; n – частота обертання		
1	$q_2 = 1,5 q_1$	
2	$q_2 = \mu_0 l z n / 60$	
3	$q_1 = q_2$	
4	$q_1 = 1,5 q_2$	

34. В чому особливість роботи молотильної системи APS зернозбирального комбайна LEXION 580 у порівнянні з молотильними апаратами класичної схеми?		
1	Розгін хлібної маси від 3 до 12 м/с барабаном-прискорювачем	
2	Автоматичне регулювання молотильних зазорів	
3	Наявність двох барабанів	
4	Автоматичне регулювання частоти обертання	

35. Основна перевага роторних зернозбиральних комбайнів від комбайнів класичної схеми		
1	Менші питомі енерговитрати	
2	Більша пропускна здатність	
3	Універсальність	
4	Більша робоча швидкість	

36. За якою формулою визначають годинну продуктивність зернозбирального комбайна? де B – ширина захвату жатки, V_M – швидкість зернозбирального комбайна, Q – урожайність рослинної маси, Q_3 – урожайність зерна		
1	$W_1 = BV_M Q_3$	
2	$W_2 = BV_M Q$	
3	$W_3 = 0,1BV_M \tau$	
4	$W_4 = 0,1BV_M$	

37. Який показник кінематичного режиму роботи соломотряса?		
1	$K > 1$	
2	$K < 1$	
3	$K = 1$	
4	$1 > K > 0$	

38. Яка оптимальна довжина клавійного соломотряса зернозбиральних комбайнів?		
1	До 3,5 м	
2	До 4,5 м	
3	До 5,5 м	
4	До 7,5 м	

39. Що необхідно зробити для збільшення пропускної здатності качановідокремлювального апарата?		
1	Збільшити швидкість обертання вальців	
2	Підвищити швидкість комбайна	
3	Збільшити зазор між протягувальними вальцями	
4	Збільшити зазор між протягувальними вальцями і відривними пластинами	

40. Що є визначальним у виборі довжини решета?		
1	Продуктивність	
2	Повнота розділення	
3	Кінематичний режим роботи	
4	Кількість зерна, що надходить на решето	

41. Від чого найбільше залежить продуктивність решіт?		
1	Питомого навантаження і площі решета	
2	Довжини решета	
3	Кінематичного режиму роботи	
4	Довжини і ширини решета	

42. Від чого найбільше залежить продуктивність роботи трієра?		
1	Частоти обертання	
2	Площі коміркової поверхні	
3	Площі коміркової поверхні та питомого навантаження	
4	Кінематичного режиму	

43. Вкажіть оптимальний діапазон показника кінематичного режиму роботи циліндричного трієра: де R – радіус трієра, ω - кутова швидкість обертання, $g = 9,8\text{м/с}^2$		
1	$K = \omega^2 R/g < 1$	
2	$K = \omega^2 R/g = 1$	
3	$K = \omega^2 R/g > 1$	
4	$K = \omega^2 R/g = 1,5$	

44. Показати залежність для вибору швидкості повітря у повітряному каналі. де V_3 – критична швидкість зерна; V_{Π} – швидкість повітря; V_D – критична швидкість домішок		
1	$V_3 = V_{\Pi} = V_D$	
2	$V_3 > V_{\Pi} > V_D$	
3	$V_3 < V_{\Pi} > V_D$	
4	$V_3 < V_{\Pi} < V_D$	

45. З якої умови визначають критичну швидкість повітря у вертикальному пневматичному каналі? де G – вага зерна, R – опір зерна повітря.		
1	$G \neq R$	
2	$G < R$	
3	$G > R$	
4	$G = R$	

46. Чому копір гичкозбиральної машини виконаний у вигляді гребінки?		
1	Для покращення копіювання	
2	Для покращення якості обрізування	
3	Для зменшення власної маси і сили тертя	
4	Для покращення копіювання і якості обрізування	

47. Які фактори найбільше впливають на визначення довжини лемеша картоплекопача?		
1	Кут нахилу α	
2	Висота встановлення ножа H	
3	Кут нахилу α і висота встановлення ножа H	
4	Швидкість руху машини	

48. Вказати умову ковзання рослинних решток по лезу лемеша у процесі підкопування картоплі		
1	$P_1 > F$	
2	$P_1 < F$	
3	$P_2 = N$	
4	$P_2 > N$	

49. Який параметр роликової сортувальної поверхні найбільше впливає на продуктивність роботи картоплесортувального пункту?		
1	Площа	
2	Довжина	
3	Швидкість обертання роликів	
4	Розміри отворів	

50. Від чого залежить кут нахилу α пруткового елеватора?			
1	Від швидкості руху транспортера		
2	Від кінематичного режиму роботи		
3	Від розмірів еліптичної зірочки		
4	Від коефіцієнта кочення бульб		

51. Чим обґрунтована відстань між подільниками у льонозбиральних машинах?			
1	Відгинанням стебла та «розтягнутістю» снопа		
2	Швидкістю руху машини		
3	Висотою стебел		
4	Шириною захвату машини		

ДОДАТКИ

Вихідні дані до роботи № 1.1

Обґрунтування схеми розміщення робочих органів на рамі плуга

Варіант	Глибина оранки a , см	Ширина захвату корпусу b , см	Кут тертя ґрунту по сталі φ , град.	Кут встановлення леза лемеша до стінки борозни γ_0 , град.
1	22	30	18	38
2	24	30	18	46
3	26	30	18	38
4	28	35	18	46
5	30	40	18	38
6	28	40	26	38
7	24	40	22	42
8	22	40	22	42
9	28	35	20	44
10	30	35	20	40
11	26	40	22	42
12	24	35	20	44
13	26	35	20	40
14	24	35	24	46
15	30	40	22	42
16	22	35	24	44
17	28	40	22	42
18	26	35	24	44
19	24	40	26	38
20	30	35	24	44
21	22	40	26	46
22	26	40	26	46
23	22	35	20	40
24	30	40	26	46
25	29	40	22	39
26	30	35	24	41
27	28	40	20	39
28	25	35	21	40
29	24	35	23	41
30	23	35	25	43

Вихідні дані до роботи № 1.2

Дослідження умови стійкого ходу начіпного плуга

Варіант	Питомий опір ґрунту K , кПа	Глибина оранки a , см	Кут встановлення леза лемеша до стінки борозни γ , град.	Напрямок дії сили R_{xz} , кут ψ , град.	Кут тертя ґрунту по сталі ϕ , град.
1	20	27	38	10	27
2	25	26	46	12	26
3	30	25	38	14	25
4	35	24	46	13	24
5	40	23	38	14	23
6	45	22	38	15	22
7	50	20	42	16	21
8	55	21	42	17	20
9	60	22	44	18	19
10	65	23	40	19	18
11	70	22	42	10	17
12	75	21	44	11	16
13	80	20	40	12	15
14	20	27	46	11	27
15	25	26	42	10	26
16	30	25	44	19	25
17	35	26	42	18	24
18	40	27	44	17	23
19	45	26	38	16	22
20	50	25	44	15	21
21	55	24	46	14	20
22	60	23	46	13	19
23	70	22	40	12	18
24	75	21	46	11	17
25	80	20	39	10	16
26	20	27	41	11	27
27	25	26	39	12	26
28	30	25	40	11	25
29	35	24	41	10	24
30	40	23	43	19	23

Вихідні дані до роботи № 1.3

Розміщення робочих органів дискового луцильника

Варіант	Глибина обробітку a , см	Кут атаки α , град	Коефіцієнт k	Кут заточки i , град	Задній кут ϵ , град
1	5	30	6,0	10	3
2	6	31	5,8	11	4
3	7	32	5,6	12	5
4	8	33	5,4	13	4
5	9	34	5,2	14	3
6	10	35	5,0	15	5
7	9	30	5,1	10	3
8	8	31	5,3	11	4
9	7	35	5,5	12	5
10	6	33	5,7	13	3
11	5	34	5,9	14	4
12	6	35	6,0	15	5
13	7	30	5,8	10	3
14	8	34	5,5	11	5
15	9	32	5,3	12	4
16	10	30	5,0	13	5
17	9	33	5,0	14	4
18	8	35	5,2	15	3
19	7	33	5,9	14	5
20	6	34	5,5	13	4
21	5	32	6,0	12	3
22	6	32	5,6	11	4
23	7	34	6,0	10	5
24	8	32	5,9	12	4
25	9	35	5,4	14	3
26	8	30	5,0	11	4
27	7	31	5,2	12	5
28	6	32	5,4	13	3
29	5	33	5,3	14	3
30	8	34	5,6	15	5

Вихідні дані до роботи № 1.4

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	80	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	25	60	30	40	25
14	100	35	80	29	42	24
15	105	30	75	28	44	23
16	110	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	80	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	50	22
25	155	25	65	30	44	20
26	125	25	70	28	46	25
27	130	20	60	27	48	24
28	135	25	80	26	50	23
29	140	35	75	25	40	22
30	145	30	60	24	42	21

Вихідні дані до роботи № 1.5
**Дослідження схеми розміщення полольних лап просапного
 культиватора на якість роботи**

Варіант	Захисна зона для лап, мм		Перекриття лап C_1, C_2 , мм	Кут встановлення леза лап γ , град	Кут тертя ґрунту по сталі φ , град
	Однобічних, e_1	Стрілчастих, e			
1	60	80	20	25	30
2	65	85	25	26	29
3	70	90	30	27	28
4	75	95	35	28	27
5	80	100	40	29	26
6	85	105	20	30	25
7	90	110	25	31	24
8	95	115	30	32	23
9	100	120	35	33	22
10	105	125	40	34	31
11	110	130	20	35	30
12	115	135	25	25	29
13	120	140	30	26	28
14	60	145	35	27	27
15	65	150	40	28	26
16	70	155	20	29	25
17	75	160	25	30	24
18	80	165	30	31	23
19	85	100	35	32	22
20	90	105	40	33	25
21	95	110	20	34	26
22	100	115	25	35	27
23	105	120	30	26	28
24	110	125	35	27	29
25	115	130	40	28	30
26	85	145	20	28	24
27	90	150	25	29	23
28	95	155	30	30	22
29	100	160	35	31	25
30	105	165	40	32	26

Вихідні дані до роботи 1.6

Дослідити розміщення зубів борони на якість обробітку ґрунту

Варіант	Відстань між слідами зубів b , мм	Відстань між планками h , мм
1	30	170
2	35	180
3	40	190
4	45	200
5	50	210
6	30	220
7	35	230
8	40	240
9	45	250
10	50	260
11	30	270
12	35	280
13	40	290
14	50	190
15	30	200
16	40	290
17	50	200
18	30	210
19	35	220
20	40	230
21	45	240
22	50	250
23	30	260
24	35	270
25	40	280
26	45	290
27	50	300
28	30	190
29	40	220
30	50	230

Вихідні дані до роботи 1.7
**Дослідити основні показники робочого процесу
 ґрунтообробної фрези**

Варіант	Швидкість руху агрегату V , м/с	Кутова швидкість фрезерного барабана ω , с ⁻¹	Глибина обробітку a , см	Радіус фрезерного барабана R , м	Кількість ножів Z , шт
1	1,2	24,5	22	0,35	8
2	0,9	26,4	18	0,30	4
3	1,5	25,2	20	0,32	6
4	1,1	22,2	15	0,32	8
5	0,8	22,0	25	0,36	8
6	1,0	27,2	23	0,31	4
7	1,4	25,3	20	0,42	4
8	1,3	28,4	28	0,46	4
9	1,1	22,7	25	0,46	6
10	0,7	20,9	17	0,30	6
11	0,9	22,4	10	0,30	4
12	1,2	31,4	12	0,26	6
13	1,4	28,0	16	0,28	8
14	1,0	20,5	18	0,27	8
15	1,5	32,8	20	0,32	4
16	1,6	26,6	20	0,32	8
17	0,8	33,5	8	0,25	4
18	0,7	24,0	4	0,22	6
19	0,9	26,2	6	0,22	4
20	1,2	22,4	10	0,26	8
21	1,3	28,0	12	0,26	4
22	1,0	26,0	27	0,36	4
23	1,5	21,2	23	0,32	6
24	1,7	29,3	29	0,42	6
25	1,0	23,4	25	0,46	8
26	1,1	24,0	12	0,32	4
27	1,3	25,0	14	0,34	6
28	1,5	26,0	16	0,36	8
29	1,4	27,0	18	0,38	6
30	1,0	29,0	20	0,41	8

Вихідні дані до роботи 1.8
**Технологічний розрахунок розсіювальних дисків
 відцентрового типу**

Варіант	Діаметр диска D , мм	Коефіцієнт парусності гранул K_n	Кут сходження гранул з диска θ , град.
1	450	0,1	100
2	450	0,15	110
3	450	0,12	120
4	450	0,1	130
5	450	0,11	140
6	500	0,13	100
7	500	0,15	110
8	500	0,17	120
9	500	0,15	130
10	500	0,12	140
11	550	0,18	150
12	550	0,17	110
13	550	0,20	120
14	550	0,19	130
15	550	0,20	140
16	600	0,21	150
17	600	0,22	160
18	600	0,23	150
19	600	0,22	140
20	600	0,20	130
21	650	0,26	120
22	650	0,25	110
23	650	0,26	150
24	650	0,25	140
25	650	0,26	130
26	450	0,1	100
27	500	0,12	140
28	550	0,19	130
29	600	0,21	150
30	650	0,26	130

Вихідні дані до роботи 1.9

Силовий аналіз механізму підймання сошників сівалки Astra-3,6

Варіант	Діаметр сошника $D_{\text{сош}}$	Глибина заробки насіння h	Ланки									Невідомі	
			L_1	L_2	2-4	4-5	5-6	4-6	7-8	8-9	7-9	6-7?	S-?
1.	350	50	850	600	550	150	110	235	100	150	245		
2.	350	50	850	475	550	150	110	235	100	150	245		
3.	350	50	850	350	550	150	110	235	100	150	245		
4.	350	50	850	225	550	150	110	235	100	150	245		
5.	350	50	850	150	550	150	110	235	100	150	245		
6.	350	50	950	300	540	175	175	340	175	175	300		
7.	350	50	825	300	540	175	175	340	175	175	300		
8.	350	50	700	300	540	175	175	340	175	175	300		
9.	350	50	575	300	540	175	175	340	175	175	300		
10.	350	50	450	300	540	175	175	340	175	175	300		
11.	340	40	700	350	420	200	200	380	150	150	285		
12.	340	40	700	350	420	200	200	380	150	150	285		
13.	340	40	700	350	420	200	200	380	150	150	285		
14.	340	40	700	350	420	200	200	380	150	150	285		
15.	340	40	700	350	420	200	200	380	150	150	285		
16.	340	50	700	400	315	225	125	285	150	150	250		
17.	340	50	700	400	315	225	125	285	150	150	250		
18.	340	50	700	400	315	225	125	285	150	150	250		
19.	340	50	700	400	315	225	125	285	150	150	250		
20.	340	50	700	400	315	225	125	285	150	150	250		
21.	330	55	750	500	470	165	165	300	200	300	425		
22.	330	55	750	500	470	165	165	300	200	250	385		
23.	330	55	750	500	470	165	165	300	200	200	340		
24.	330	55	750	500	470	165	165	300	200	150	300		
25.	330	55	750	500	470	165	165	300	200	100	260		
26.	350	55	800	350	350	300	175	440	150	100	225		
27.	350	55	800	350	350	250	175	390	150	100	225		
28.	350	55	800	350	350	200	175	345	150	100	255		
29.	350	55	800	350	350	150	175	300	150	100	255		
30.	350	55	800	350	350	100	175	255	150	100	255		

Вихідні дані до роботи № 1.10

Аналіз роботи мотовила

Варіант	Швидкість машини V_m , м/с	Кінематичний режим роботи λ	Діаметр мотовила D , м	Кількість планок мотовила Z , шт
1	2,3	1,2	1,2	5
2	2,3	1,3	1,2	5
3	2,3	1,4	1,2	5
4	2,7	1,5	1	6
5	2,7	1,6	1	6
6	2,7	1,7	1	6
7	1,2	1,3	1,4	5
8	1,2	1,4	1,4	5
9	1,2	1,5	1,4	5
10	1,3	1,6	1,2	5
11	1,3	1,7	1,2	5
12	1,3	1,8	1,2	5
13	1,7	1,2	1	6
14	1,7	1,3	1	6
15	1,7	1,4	1	6
16	1,6	1,3	1,2	5
17	1,6	1,4	1,2	5
18	1,6	1,5	1,2	5
19	2	1,3	1	6
20	2	1,4	1	6
21	2	1,5	1	6
22	2,3	1,2	1	5
23	2,4	1,3	1,2	6
24	2,5	1,4	1,2	6
25	2,6	1,4	1,2	6
26	1,7	1,3	1	6
27	2	1,3	1	6
28	2,7	1,7	1	6
29	2,3	1,2	1	5
30	1,2	1,5	1,4	5

Вихідні дані до роботи № 1.11
**Аналіз роботи різального апарата
 сегментно-пальцевого типу**

Варіант	Швидкість машини V_m , м/с	Кутова швидкість кривошипа ω , 1/с	Висота встановлення ножа h , мм
1	2,3	90	50
2	2,3	96	50
3	2,3	60	50
4	2,3	62	50
5	2,5	69	50
6	2,5	96	80
7	2,5	90	80
8	2,5	95	80
9	2,5	90	80
10	2,1	60	80
11	2,1	65	80
12	2,1	64	100
13	2,1	70	100
14	2,2	60	100
15	1,7	54	100
16	1,5	53	100
17	1,3	60	100
18	1,8	52	60
19	1,5	48	60
20	1,4	40	60
21	1,9	40	60
22	1,9	45	60
23	2	52	60
24	2	45	90
25	2	42	90
26	2,5	96	80
27	2,1	60	80
28	1,9	40	60
29	1,5	48	60
30	2	52	60

Вихідні дані до роботи № 1.12
**Аналіз роботи ротаційного різального апарата
з вертикальною віссю обертання**

Варіант	Швидкість безпідпiрного рiзання V_p , м/с	Швидкість машини V_m , м/с	Радіус ротора, максимальний R , мм
1	60	4,16	200
2	60	4,16	250
3	60	4,16	300
4	60	4,16	350
5	60	4,16	400
6	70	3,33	200
7	70	3,33	250
8	70	3,33	300
9	70	3,33	350
10	70	3,33	400
11	70	4,16	300
12	70	4,16	250
13	15	2,77	250
14	15	2,77	300
15	15	2,77	350
16	15	2,77	400
17	15	4,16	200
18	15	3,33	200
19	65	3,88	250
20	65	3,88	300
21	65	3,88	200
22	65	4,16	250
23	65	3,33	300
24	65	4,16	200
25	80	4,16	150
26	70	3,33	300
27	70	4,16	250
28	15	3,33	200
29	65	3,33	300
30	15	2,77	350

Вихідні дані до роботи № 1.13
**Аналіз роботи пальцевого механізму
 з жорсткими пальцями, що ховаються**

Варіант	Кутова швидкість барабана ω_1 , 1/с	Радіус барабана r , мм	Ексцентриситет e , мм	Довжина пальця R , мм	Призначення
1	150	125	50	200	Різальний апарат
2	200	125	50	250	-//-
3	209	250	50	350	-//-
4	200	250	50	350	-//-
5	200	300	50	400	-//-
6	200	100	60	200	-//-
7	200	100	50	250	-//-
8	200	200	70	300	-//-
9	15	200	100	350	Шнек жатки
10	15	200	80	320	-//-
11	15	200	90	320	-//-
12	15	200	110	350	-//-
13	20	150	110	280	-//-
14	20	150	100	270	-//-
15	20	150	90	260	-//-
16	20	150	80	250	-//-
17	15	150	60	220	Підбирач
18	16	150	65	225	-//-
19	17	150	70	250	-//-
20	18	200	90	320	-//-
21	19	200	80	320	-//-
22	20	200	70	290	-//-
23	15	200	70	300	-//-
24	20	180	70	280	-//-
25	20	190	60	270	-//-
26	150	125	50	200	Різальний апарат
27	200	100	50	250	-//-
28	200	250	50	350	-//-
29	200	200	70	300	-//-
30	200	100	50	250	-//-

Вихідні дані до роботи № 1.14
**Побудова розгортки
 зубового молотильного барабана**

Варіант	Культура	Тип зуба	Подача хлібної маси q , кг/с
1	Пшениця	Саблевидні	2
2	Жито	Саблевидні	2,5
3	Ячмінь	Саблевидні	3
4	Горох	Саблевидні	3,5
5	Гречка	Саблевидні	4
6	Пшениця	Клиновидні	4,5
7	Жито	Клиновидні	5
8	Ячмінь	Клиновидні	5,5
9	Горох	Клиновидні	6
10	Гречка	Клиновидні	6,5
11	Гречка	Клиновидні	7
12	Гречка	Саблевидні	7,5
13	Гречка	Саблевидні	8
14	Пшениця	Саблевидні	8,5
15	Пшениця	Саблевидні	9
16	Пшениця	Саблевидні	9,5
17	Пшениця	Саблевидні	10
18	Гречка	Саблевидні	3
19	Гречка	Клиновидні	4
20	Гречка	Клиновидні	5
21	Жито	Клиновидні	6
22	Жито	Клиновидні	12
23	Жито	Клиновидні	7
24	Жито	Саблевидні	8
25	Жито	Саблевидні	9
26	Жито	Клиновидні	5
27	Пшениця	Саблевидні	9
28	Пшениця	Саблевидні	10
29	Гречка	Клиновидні	7
30	Гречка	Саблевидні	8

Вихідні дані до роботи № 1.15
Технологічний розрахунок
двовального клявішного солоотряса

Варіант	Подача хлібної маси в молотарку q , кг/с	Співвідношення зерна до соломи по масі β	Довжина барабана L_b , мм
1	2	1:1,5	900
2	2,5	1:1,5	900
3	3	1:1,5	900
4	3,5	1:1,5	900
5	4	1:1,5	1200
6	4,5	1:1,2	1200
7	5	1:1,2	1200
8	5,5	1:1,2	1200
9	6	1:1,2	1200
10	6,5	1:1,2	1200
11	7	1:1,2	1500
12	7,5	1:1	1500
13	8	1:1	1500
14	8,5	1:1	1500
15	9	1:1	1500
16	9,5	1:1	1500
17	10	1:1	1500
18	10,5	1:1	1500
19	11	1:1	1600
20	11,5	1:1,3	1600
21	12	1:1,3	1600
22	4	1:1,3	1600
23	5	1:1,3	1600
24	6	1:1,3	1600
25	7	1:1,3	1600
26	11,5	1:1,3	1600
27	6,5	1:1,2	1200
28	8,5	1:1	1500
29	12	1:1,3	1600
30	9,5	1:1	1500

Вихідні дані до роботи № 1.16

Технологічний розрахунок вітрорешітної очистки комбайна

Варіант	Пропускна здатність молотарки q , кг/с	Ширина молотарки B , мм
1	2	900
2	3	900
3	3	1200
4	4	1200
5	5	1200
6	6	1200
7	7	1500
8	8	1500
9	9	1500
10	10	1600
11	11	1600
12	12	1600
13	6	1500
14	7	1200
15	2,5	900
16	3,5	900
17	4,5	1200
18	5,5	1200
19	6,5	1200
20	7,5	1500
21	8,5	1500
22	9,5	1500
23	10,5	1600
24	11,5	1600
25	12,5	1600
26	1,5	900
27	1	900
28	1	800
29	6,5	1200
30	7,5	1500

Вихідні дані до роботи № 1.17.

Технологічний розрахунок циліндричного трієра

Варіант	Продуктивність трієра Q , кг/год	Культура, що очищається	Центральний кут, що визначає положення кромки жолоба β	Кут тертя зерна по поверхні жолоба φ
1	250	Пшениця	10	40
2	300	Жито	10	45
3	400	Ячмінь	15	50
4	500	Овес	15	55
5	1000	Гречка	20	60
6	1250	Рис	25	60
7	200	Льон	10	40
8	250	Рис	25	60
9	1500	Пшениця	10	40
10	2000	Ячмінь	25	50
11	2500	Жито	10	45
12	3000	Овес	15	55
13	3500	Пшениця	10	40
14	4000	Жито	10	40
15	2000	Пшениця	15	55
16	5000	Жито	10	40
17	4000	Ячмінь	25	60
18	4500	Овес	10	40
19	250	Гречка	10	45
20	450	Льон	15	55
21	1500	Рис	10	40
22	1700	Пшениця	15	55
23	2000	Жито	25	40
24	750	Ячмінь	10	40
25	600	Рис	15	50
26	1500	Пшениця	10	40
27	4000	Жито	10	40
28	2000	Ячмінь	25	50
29	4500	Овес	10	40
30	1500	Рис	10	40

Вихідні дані до роботи № 1.18
**Аналіз технологічного процесу
 брального апарата льонобралки**

Варіант	Швидкість брального паса V_n , м/с	Швидкість машини V_m , м/с	Висота встановлення брального апарата h_0 , мм	Кут тертя стебел об пруток подільника φ , град.
1	2	1,5	100	20
2	2	1,6	100	25
3	2	1,7	100	20
4	2	1,5	120	25
5	2	1,6	120	25
6	2	1,7	120	25
7	2	1,5	150	25
8	2	1,6	160	25
9	2	1,7	170	25
10	2	1,5	150	30
11	2	1,5	150	30
12	2	1,5	150	30
13	2,5	1,9	150	20
14	2,5	1,9	200	20
15	2,5	1,9	200	20
16	2,5	2,0	150	30
17	2,5	2,0	180	30
18	2,5	2,0	200	30
19	2,5	2,0	150	20
20	3	2,3	150	20
21	3	2,3	150	25
22	3	2,4	150	30
23	3	2,4	150	25
24	3	2,4	150	20
25	2	1,6	100	25
26	2	1,5	150	30
27	2,5	2,0	150	20
28	2,5	1,9	150	20
29	3	2,4	150	20
30	3	2,3	150	20

Вихідні дані до роботи № 1.19
**Вибір і обґрунтування параметрів
роликової сортувальної поверхні**

Варіант	Продуктивність Q , т/год	Питома продуктивність q , т/годм	Середній діаметр бульб	
			Дрібної фракції d_d , мм	Середньої фракції d_c , мм
1	15	13	36	60
2	18	16	37	61
3	20	18	38	62
4	22	22	39	63
5	25	23	40	64
6	16	13	41	65
7	17	16	42	66
8	18	18	43	67
9	20	23	44	68
10	21	24	45	69
11	22	25	46	70
12	23	13	47	71
13	24	16	48	72
14	25	18	50	73
15	26	19	36	60
16	27	20	37	61
17	28	21	38	62
18	29	22	39	63
19	30	23	40	64
20	15	24	41	65
21	18	25	42	66
22	21	13	43	67
23	24	16	44	68
24	25	18	45	69
25	26	22	46	70
26	20	18	38	62
27	27	20	37	61
28	15	24	41	65
29	28	21	38	62
30	24	16	48	72

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку. Навчальний посібник /за ред. Д.Г. Войтюка. – Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. - 543 с.
2. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підручник /Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.М. Барановський та ін. За ред. Д.Г. Войтюка. 2-е вид. перероб. та доп. – К. НУБІП України, 2018. – 736 с.
3. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підручник /за ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2001. – Кн.1: Машини для рільництва. – 384 с.
4. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. – Х.: Око, 2001. – Т.1. – Ч.1: Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – 444 с.
5. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. – Х.: Око, 2001. – Т.1. – Ч.2: Машини для сівби та садіння. – 452 с.
6. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1 (Ч. 4). Машини для заготівлі кормів. – Харків: Око, 2003. – 360 с.
7. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 2 (Ч. 4.1). Машини для захисту рослин від шкідливих хвороб. – Харків: Око, 2002. – 272 с.
8. Машини для збирання зернових та технічних культур. Посібник / За ред. В.І. Кравчука, Ю.Ф. Мельника – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – 2009. – 296 с.
9. Войтюк Д.Г., Теслюк В.В., Волянський М.С., Мартишко В.М. Дипломне проектування з сільськогосподарських машин. – Київ: ЦП «КОМПРІНТ», 2017. – 73с.
10. Машини для обробітку ґрунту та сівби. Посібник /За ред. В.І. Кравчука, Ю.Ф. Мельника– Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – 2009 – 208 с.
11. Машини для хімічного захисту рослин: Посібник /За ред. В.І. Кравчука, Д.Г. Войтюка – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – 2010. – 184 с.
12. Василенко П.М., Бабій П.Т. Культиватори. (Конструкція, теорія и расчет). – К.; УАСЧН, 1961. – 239 с.
13. Машиновикористання у рослинництві. Навч. посіб. /А.Д. Гарькавий, Л.П. Середа, В.А. Пльонсак та ін. – ВДАУ, НАУ, 2008. – 70 с.
14. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / Д.Г. Войтюк, С.С. Яцун, М.Я. Довжик та ін.; За ред. С.С. Яцуна. – 2-е вид., переробл. і доп. – Суми: «Сумський національний аграрний університет», 2011. – 444 с.
15. Панченко А. Н. Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин: Лабораторний практикум. – Дніпропетровск : Дніпропетр. держ. агр. ун-т, 2002. – 396 с.
16. Пневматичні сівалки: конструювання і розрахунок /С.А. Мартиненко, Л.Г. Мащішена, Л.В. Погорілий, Г.Я. Штильфус, В.М. Шумейко /Під ред. акад. Л.В. Погорілого – К.: Техніка, 1992. – 224 с.

17. Практикум з технологічної наладки та усунення несправностей сільськогосподарських машин /Г.Р. Гаврилюк, Г.І. Живолуп, П.С. Короткевич та ін. За ред. Гаврилюка Г.Р. – К.: Урожай, 1995. – 280 с.
18. Проектування сільськогосподарських машин: навч. посіб. / за ред. І.М. Бендери, А.В. Рудя, Я.В. Козія. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2011. – 640с.
19. Рудь А.В., Коваленко О.М., Мошенко І.І., Іванишин В.В. Практикум по сільськогосподарських машинах і знаряддях. – К.: Урожай, 1996. – 288 с.
20. Сільськогосподарських машини. Практикум з розрахунку і досліджень робочих процесів /В.Я. Рибарук, І.І. Ріпка . – Львів: За вільну Україну, 1998. – 264 с.
21. Сільськогосподарські машини : навч. посіб. /Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, М.С. Волянський, В.М. Мартишко, Ю.О. Гуменюк – К.: «Агроосвіта», 2017. – 180 с.
22. Сільськогосподарські машини : підручник. Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.В. Іщенко та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.; «Агроосвіта», 2015. – 679 с.
23. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464с.
24. Сільськогосподарські машини: електронний підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Мартишко, М.С. Волянський та ін. – ДУ «Науково-методичний центр інформаційно-аналітичного забезпечення діяльності ВНЗ «Агроосвіта» 2018.
25. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: підруч. Кн.1: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало.; за ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2002. – 383 с.
26. Сільськогосподарські та меліоративні машини: підручник /Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
27. Дипломне проектування у вищих навчальних закладах Мінагрополітики України: Навчально-методичний посібник / За ред. Т.Д. Іщенко, І.М. Бендери. – К.; Аграрна освіта, 2006. – 256 с.
28. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки /за ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Коваля, – К.; Аграрна наука, 2004. – 396 с.
29. Теорія і розрахунок зернозбиральних комбайнів: навч. посіб. / К.І. Шмат, О.Є. Самарін, Є.І. Бондарів, О.В. Мигальов – Херсон: ОЛДІ-плюс, 2003. – 256 с
30. Терміни точного землеробства /Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, Г.Р. Гаврилюк , М.С. Волянський //Техніка АПК. – 1999. - №5. – С.29-30.
31. Тіщенко 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 – К.: Компанія «Аграр Медіа Груп», 2013. – 164 с.

Навчальне видання

Войтюк Дмитро Григорович
Мартишко Віктор Миколайович
Гуменюк Юрій Олегович
Волянський Михайло Станіславович
Сівак Ігор Миколайович
Курка Віталій Петрович

ПРАКТИКУМ З ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

За авторським редагування

Підписано до друку __.12.20. Формат 60x84/16

Ум. друк. арк. 12,9. Обл. -вид. арк. _____

Наклад ____ прим. Зам. № _____

Національний університет біоресурсів і природокористування України
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041,
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 4097 від 17.06.2011