

Сільсько- господарські машини

Д. Г. Войтюк
В. М. Барановський
В. М. Булгakov
В. С. Гапоненко
С. В. Кропивко
В. М. Мартишко
В. Б. Онищенко
О. М. Погорілець

Основи
теорії
та розрахунку



Д. Г. Войтюк, В. М. Барановський,
В. М. Булгаков, В. С. Гапоненко,
С. В. Кропивко, В. М. Мартишко,
В. Б. Онищенко, О. М. Погорілець

Сільсько- господарські машини

Основи теорії та розрахунку

**За редакцією
професора, члена-кореспондента
УААН Д. Г. Войтюка**

*Допущено
Міністерством аграрної політики
України як підручник для підготовки
фахівців з напрямку «Механізація
та електрифікація сільського
господарства» в аграрних вищих
навчальних закладах
III – IV рівнів акредитації*

Київ
“Вища освіта”
2005

УДК 631.3(075.8)
ББК 40.72я73
СЗ6

*Гриф надано Міністерством аграрної
політики України (лист від 18.03.04 р.
№ 18-2-1-128/318)*

Автори: *Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков,
В.С. Гапоненко, С.В. Кропивко, В.М. Мартишко,
В.Б. Онищенко, О.М. Погорілець*

Рецензенти: *С.І. Пастушенко, д-р техн. наук, проф. (Миколаївський
державний аграрний ун-т); М.Я. Довжик, канд. техн.
наук, доц. (Сумський національний аграрний ун-т)*

Редактор *Л.М. Оршич*

СЗ6 Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. — К.: Вища освіта, 2005. — 464 с.: іл.

ISBN 966-8081-38-2

Наведено основи теорії робочих процесів та розрахунок основних параметрів і режимів роботи робочих органів базових сільськогосподарських машин. Висвітлено сутність та методи інженерного розрахунку технологічних процесів, розкрито основні закономірності роботи машин залежно від властивостей і стану матеріалу, що обробляється.

Підручник для підготовки фахівців з напрямку «Механізація та електрифікація сільського господарства» в аграрних вищих навчальних закладах III – IV рівнів акредитації.

ББК 40.72я73

ISBN 966-8081-38-2

© Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський,
В.М. Булгаков та ін., 2005

Передмова

Початок третього тисячоліття характеризується стрімким розвитком техніки і технологій виробництва продукції рослинництва.

Відомі фірми розвинених країн розробили і продовжують розробляти зразки сільськогосподарських машин і обладнання на основі сучасних комп'ютерних технологій проектування, які забезпечують оптимізацію вибору параметрів вузлів елементної бази і окремих деталей для отримання відповідних якісних показників продукції з суворим дотриманням агротехнічних і екологічних вимог при високій надійності та екологічній доцільності.

Переважну більшість сільськогосподарських машин розробляють у конструкторських бюро заводів сільськогосподарського машинобудування з використанням новітніх наукових розробок учених науково-дослідних установ та вищих навчальних закладів. Упровадження у серійне виробництво сільськогосподарських вітчизняних машин і агрегатів повинно забезпечити технікою сільськогосподарське виробництво України на 90...92 %. Проте з багатьох об'єктивних і суб'єктивних причин налагодження серійного виробництва нової техніки значно відстає від прогнозованих темпів, тому на полях України крім вітчизняної працює техніка зарубіжних країн.

У сучасних умовах становлення ринкової економіки і нових виробничих відносин у сільському господарстві України, в якому гостро відчувається дефіцит багатьох видів ресурсів виробництва та наростання екологічної напруженості, важливо визначити пріоритети технічної політики, які змогли б забезпечити системну єдність техніки, технологій і навколишнього природного середовища, знищувати негативні наслідки машинних технологій, впроваджувати ресурсоощадні екологічно безпечні механізовані процеси.

Вивчення теорії сільськогосподарських машин допоможе майбутнім інженерам-механікам сільськогосподарського виробництва сформулювати глобальний рівень мислення, здатність до передбачення можливих наслідків технічного впливу на довкілля, творчо розв'язувати проблеми, що виникають.

Підручник написано відповідно до освітньо-кваліфікаційної програми підготовки інженерів-механіків з напрямку «Механізація та електрифікація сільського господарства» за спеціальністю «Механізація сільського господарства». У ньому розглянуто процеси, які ви-

Передмова

конують сільськогосподарські машини, методи проектування та розрахунку їхніх робочих органів.

Спираючись на творчу спадщину видатних вчених у галузі землеробської механіки В.П. Горячкіна, В.О. Желіговського, М.М. Летошнева, І.І. Артоблевського, П.М. Василенка, О.М. Карпенка, М.Д. Лучинського та ін., новітні розробки сучасних вчених П.М. Заїки, Л.В. Погорілого, а також використовуючи власні наукові розробки, автори намагалися в стислій і дохідливій формі викласти основи теорії та розрахунку робочих процесів сільськогосподарських машин.

Передмову та розд. 4 написано проф. Д.Г. Войтюком, розд. 1 — доц. В.С. Гапоненком, розд. 2 і 3 — доц. В.Б. Онищенком, розд. 5 і 6 — доц. О.М. Погорільцем, розд. 7 — доц. В.М. Барановським, розд. 8 і 9 — доц. В.М. Мартишком, розд. 10 — проф. В.М. Булгаковим, розд. 11 і 12 — доц. С.В. Кропивком.

Розділ 1

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН І ЗНАРЯДЬ ДЛЯ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

1.1. Ґрунт — місце проростання рослин і об'єкт механічного обробітку

1.1.1. Завдання та наукові основи механічного обробітку ґрунту

Ґрунтом називають пухкий поверхневий шар земної кулі, який має важливу властивість — родючість, що сприяє високій урожайності рослин. Він є одним із основних засобів сільськогосподарського виробництва. Завдяки фотосинтезу рослин, які проростають на ґрунті, кінетична променева енергія сонця перетворюється на потенціальну енергію, зосереджену в рослинах.

Механічний обробіток ґрунту — це дія робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь на ґрунт. Завдання обробітку ґрунту полягає у створенні оптимальних ґрунтових умов для успішного розвитку сільськогосподарських рослин, підвищення родючості та захисту ґрунту від вітрової та водяної ерозій. Раціональний механічний обробіток поліпшує поживний, повітряний, водний і тепловий режими ґрунту, забезпечує знищення бур'янів, загортання в ґрунт добрив та рослинних решток і створює сприятливі умови для сівби, що забезпечує підвищення врожайності сільськогосподарських культур.

Механічний обробіток змінює співвідношення об'ємів твердої, рідкої і газоподібної фаз у ґрунтовій системі, що впливає на хімічний, фізико-хімічний та біологічні процеси, які відбуваються в ґрунті. Водночас надмірний обробіток ґрунту може призвести до руйнування структурних агрегатів ґрунту і зменшення його родючості.

Застосовуючи певний механічний обробіток ґрунту, слід урахувати кліматичні та погодні умови, а також біологічні особливості рослин. Тільки правильний обробіток ґрунту в поєднанні з хімічними засобами може забезпечити формування високих урожаїв.

1.1.2. Операції, способи, машини і знаряддя для обробітку ґрунту

Механічна дія робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь передбачає багато технологічних операцій і способів. Основними технологічними операціями є різання, кришіння, розпушування, ущільнення, перемішування, вирівнювання, обертання ґрунту та підрізування бур'янів.

Різання ґрунту полягає у відрізуванні певних розмірів скиб із загального масиву, яке здійснюють дисковими ножами, череслами, лемешами плужних корпусів та передплужників, лапами культиваторів, дисками дискових луцильників і борін та ін.

Кришіння ґрунту забезпечує зменшення розмірів ґрунтових структурних часточок. Воно завжди супроводжується розпушуванням.

Розпушування ґрунту — це зміна взаємного розміщення ґрунтових часточок зі збільшенням пористості. Кришіння і розпушування виконуються одними і тими самими робочими органами ґрунтообробних машин і знарядь, зокрема боронами, культиваторами, луцильниками, полицевими та безполицевими плугами та фрезами.

Ущільнення ґрунту полягає в тому, що змінюється взаємне розміщення ґрунтових часточок і супроводжується зменшенням пористості. Цю операцію здійснюють з метою досягнення оптимальної щільності ґрунту для забезпечення успішного розвитку рослин і виконують котками. До надмірного ущільнення ґрунту в багатьох випадках призводить дія ходових апаратів машинно-тракторних агрегатів і транспортних засобів під час переміщення їх по полю.

Перемішування ґрунту забезпечує зміну взаємного розміщення ґрунтових часточок з метою створення більш однорідного оброблюваного шару ґрунту. Для перемішування ґрунту застосовують борони, культиватори, плуги і луцильники. Проте найкраще ґрунт перемішують фрези.

Вирівнювання ґрунту сприяє зменшенню розмірів нерівностей поверхні поля, що створює сприятливіші умови для висівання насіння і внесення гербіцидів, якіснішого виконання робіт, пов'язаних з доглядом за посівними та збиранням урожаю, а також забезпечує зменшення витрати вологи. Для вирівнювання ґрунту застосовують вирівнювачі, борони, шлейф-борони та культиватори.

Підрізування бур'янів виконують одночасно з розпушуванням ґрунту, застосовуючи культиватори з плоскорізальними лапами, штангові культиватори та проріджувачі.

Спосіб обробітку ґрунту — це одноразова дія на ґрунт робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь з метою виконання однієї або кількох технологічних операцій. Основними способами обробіт-

ку ґрунту є оранка, боронування, культивуація, дискування, луцення, луцення стерні, фрезерування, чизелювання, коткування, шлейфування, щілювання і підгортання.

Залежно від глибини розрізняють глибокий обробіток ґрунту, який здійснюють на глибину понад 24 см, середній — на глибину 16...24 см, мілкий — на глибину 8...16 см і поверхневий — на глибину до 8 см.

Оранка ґрунту (звичайна) забезпечує обертання скиби не менше ніж на 135°. Її виконують плугами з одночасним розпушуванням, кришінням, частковим перемішуванням ґрунту та підрізуванням бур'янів. Крім звичайної, застосовують плантажну, дво- і триярусну, ступінчасту і гребенисту оранку.

П л а н т а ж н у о р а н к у здійснюють на глибину понад 40 см і виконують спеціальними плантажними плугами. За технологічним процесом вона подібна до звичайної глибокої оранки.

Д в о я р у с н а о р а н к а забезпечує взаємне переміщення двох шарів (горизонтів) — верхнього до низу, нижнього до верху. Її виконують двоярусними плугами з одночасним кришінням і розпушуванням.

Т р и я р у с н у о р а н к у виконують спеціальними триярусними плугами, які забезпечують часткове або повне переміщення трьох шарів (горизонтів) та кришіння і розпушення їх.

С т у п і н ч а с т а о р а н к а забезпечує ступінчастий профіль дна борозни. Таку оранку застосовують для боротьби з водяною ерозією ґрунту.

Г р е б е н и с т а о р а н к а забезпечує утворення на поверхні поля гребенів. На такому полі добре затримується сніг. Вона сприяє боротьбі з водяною ерозією ґрунту.

Боронування — поверхневий обробіток ґрунту. Воно забезпечує кришіння, розпушування та вирівнювання ґрунту, а також знищення проростків і сходів бур'янів. Боронування виконують бороною на глибину 4...11 см.

Культивуація забезпечує кришіння, розпушування, часткове перемішування і вирівнювання ґрунту, а також підрізування бур'янів. Вона може бути суцільна і міжрядна для обробітку просапних культур. Культивуацію здійснюють культиваторами, як правило, на глибину 6...16 см, лише в окремих випадках глибина може бути більшою.

Дискування ґрунту забезпечує кришіння, розпушування, перемішування, часткове обертання ґрунту, розрізування дернини та знищення бур'янів. Його виконують дисковими знаряддями.

Луцення ґрунту забезпечує його кришіння, розпушування, перемішування, часткове обертання та підрізування бур'янів. Для такого обробітку ґрунту застосовують луцильники.

Луцання стерні — це обробіток ґрунту після збирання зернових культур, який забезпечує кришіння, розпушування, перемішування, часткове обертання, підрізування бур'янів і загортання їх насіння в ґрунт. Луцать стерню лемішно-полицевими і дисковими луцильниками на глибину до 15 см.

Фрезерування — це обробіток ґрунту фрезою, який забезпечує інтенсивне кришіння і часткове перемішування шару ґрунту, що обробляється, а також знищення бур'янів. Глибина фрезерування коливається в значних межах залежно від потреби.

Чизелювання — це глибокий безполицевий обробіток ґрунту чизельними знаряддями, які забезпечують його розпушування, кришіння і часткове перемішування, без обертання.

Коткування забезпечує ущільнення ґрунту, кришіння брил, великих грудок і часткове вирівнювання поверхні поля. Для коткування застосовують котки.

Шлейфування забезпечує розпушування і вирівнювання поверхні поля. Цей спосіб поліпшує умови для сівби і появи дружніх сходів культурних рослин. Для шлейфування ґрунту застосовують шлейф-борони.

Щілювання забезпечує глибоке прорізування щілин у ґрунті з метою підвищення водопроникності. Щілювання ґрунту здійснюють за допомогою щілювачів. Глибина обробітку визначається умовами використання.

Підгортання — це спосіб міжрядного обробітку просапних культур, який забезпечує підгортання ґрунту до основи стебел рослин. Під час підгортання відбуваються також кришіння, розпушування та перемішування ґрунту. Для виконання цього способу застосовують культиватори-підгортачі та універсальні культиватори, обладнані спеціальними робочими органами, зокрема лапами-полічками та підгортачами.

1.1.3. Ґрунт як об'єкт обробітку

Розробляючи питання теорії та розрахунку сільськогосподарських машин і знарядь, ґрунт потрібно розглядати як об'єкт обробітку, який складається із твердої, рідкої, газоподібної фаз і живих організмів. Кожна із фаз, їх співвідношення і взаємне розміщення впливають на фізико-механічні та технологічні властивості ґрунту.

Твердою фазою ґрунту (за винятком болотних ґрунтів) є механічні мінеральні елементи різних форм і розмірів. Залежно від розмірів цих елементів учені запропонували класифікаційні шкали для визначення механічного складу. Найпоширенішою є шкала, запропонована Н.А. Качинським (табл. 1.1).

Таблиця 1.1. Класифікація механічних елементів ґрунту

Механічний елемент (фракція)	Ефективний діаметр механічного елемента ґрунту, мм	Механічний елемент (фракція)	Ефективний діаметр механічного елемента ґрунту, мм
Кам'яниста фракція	> 3,0	Пил	
Гравій	3,0...1,0	великий	0,05...0,01
Пісок		середній	0,01...0,005
великий	1,0...0,5	дрібний	0,005...0,001
середній	0,5...0,25	Мул	< 0,001
дрібний	0,25...0,05		

Кожний механічний елемент (фракція) має свої властивості й певним чином впливає на фізико-механічні та технологічні властивості ґрунту.

Кам'яниста фракція є основою розподілу ґрунтів на кам'янисті, середньокам'янисті, слабокам'янисті і некам'янисті.

Кам'янисті ґрунти містять кам'янистих часточок і гравію понад 10 %, середньокам'янисті — 5...10 %, слабокам'янисті — 0,05...5 % і некам'янисті — менше ніж 0,05 %.

Піщана фракція — це обломи здебільшого кварцу і рідше — шпату, слюди та інших мінералів, які мають округлу чи кутову форму. У воді вона не набрякає і при висушуванні не дає усадки. Піщані часточки непластичні й нелипкі. Висота підняття води в масиві піщаних часточок незначна, водопроникність велика.

Пилувата фракція містить дуже подрібнені мінерали, переважно кварцу. Часточки цієї фракції мають кулеподібну форму. Вона характеризується великою висотою капілярного підняття води і незначною водопроникністю, слабо набрякає у воді, майже нелипка і малопластична. У вологому стані має малу несівну здатність, а в сухому — велику щільність.

Мулова, або глиниста, фракція складається з найбільш подрібнених різних мінералів у процесі вивітрювання гірських порід і ґрунтоутворення. Ці часточки фракції мають здебільшого пластинчасту лускоподібну форму. Мулова фракція має велику питому поверхню і здатність зв'язувати воду. Глинисті часточки водонепроникні й створюють висококапілярний тиск. У вологому стані фракція пластична і липка, у воді дуже набрякає, а при висиханні надто затвердіває. У складі мулової фракції є цементуючі речовини, які сприяють створенню структурних ґрунтових агрегатів.

Оскільки механічний склад твердої фази значно впливає на властивості ґрунту, його було покладено в основу класифікації ґрунтів. У табл. 1.2 наведено класифікацію ґрунтів України за механічним складом, яку запропонував М.М. Годлін.

ґрунти з великим вмістом піщаних часточок легко кришаться, добре поглинають воду, але недостатньо її утримують. Такі ґрунти належать до легких.

Розділ 1

Таблиця 1.2. Класифікація ґрунтів України за механічним складом

Група ґрунтів	Підгрупа ґрунтів	Часточки, %				
		Фракції > 0,05 мм		Фракції 0,05...0,01 мм	Фракції < 0,01 мм	
		Всієї	1...0,25 мм		Всієї	< 0,001 мм
Піщані	Піщані	>90	>50	<6	<6	<2
	Пилувато-піщані	>90	<50	<6	<6	<2
	Глинисто-піщані	75...90	<25	<15	<15	3±1
Супіщані	Супіщані	40...60	>20	30...45	10...20	7±3
	Піщано-супіщані	45...70	>20	20...35	10...20	7±3
	Пилувато-супіщані	25...50	<10	40...60	10...25	7±3
Піщано-суглинисті	Піщано-легкосуглинисті	30...60	—	10...30	25...40	15±4
	Піщано-середньосуглинисті	20...40	—	20...40	35...50	25±5
	Піщано-важкосуглинисті	10...20	—	20...40	45...60	35±4
Велико-пилувато-суглинисті	Легкосуглинисті	<25	—	55...65	20...35	15±4
	Середньосуглинисті	<15	—	50...60	30...50	25±5
Пилувато-суглинисті	Пилувато-легкосуглинисті	<20	—	40...50	30...45	14±4
	Пилувато-середньосуглинисті	<15	—	50...60	40...55	22±3
	Пилувато-важкосуглинисті	<5	—	30...40	50...65	30±4
Глинисті	Глинисті	<10	—	<35	60...80	40±5
	Важкоглинисті	<10	—	<25	70...90	45
	Піщано-глинисті	>10	—	<30	60...80	45±5

Ґрунти з великим вмістом глини погано поглинають воду, але добре її утримують. Під час їх обробітку у вологому стані вони налипають на робочі органи, а в сухому — утворюють великі брили. Такі ґрунти вважають важкими.

Супіщані, піщано-суглинисті, велико-пилувато-суглинисті та пилувато-суглинисті ґрунти за своїми властивостями займають проміжне положення. Такі ґрунти добре поглинають воду, відносно легко кришаться. Вони належать до середніх.

До складу твердої фази ґрунту крім мінеральних часточок входять також рослинні рештки та інші елементи органічного походження (гній, компости тощо). Завдяки наявності в ґрунті ґрунтових мікроорганізмів у ньому безперервно розкладається ця органічна складова. Це не тільки забезпечує мінеральне живлення рослин, а й сприяє ґрунтоуворювальному процесу та створенню структурних

агрегатів, якими є грудочки, що складаються зі сполучених між собою перегноем чи мулом механічних елементів (піску, пилу, глини та ін.). Агрегати мають різні форму і розміри.

ґрунти можуть бути структурні та безструктурні. Маса структурних ґрунтів поділяється на окремі агрегати, а в безструктурних — складовими є механічні часточки, які не з'єднані в агрегатники, а залягають суцільною масою на всю глибину орного шару.

Розміри структурних агрегатів визначають структуру ґрунту. Глибиста структура має агрегати розміром понад 10 мм, грудкувата — 10...3 мм і зерниста — 3...0,25 мм. Агрегати розміром менше ніж 0,25 мм належать до дрібноструктурних і називають *пилуватими*. Найціннішими є агрегати розміром 1...3 мм. Вони найстійкіші до розмивної дії води. Бажаними агрегатами є також агрегати розміром від 3 до 10 мм. Ерозійно небезпечними вважають агрегати розміром менше ніж 1 мм, а найнебезпечнішими — мікроагрегати та піщинки розміром від 0,1 до 0,5 мм.

Під час механічного обробітку структурні ґрунти мають менший тяговий опір, краще кришаться і розпушуються.

Рідка фаза ґрунту — це вода або розчин в ній різних речовин. Вода може бути у зв'язаному чи вільному стані. Зв'язана гігроскопічна вода покриває тонким шаром тверді часточки ґрунту і міцно утримується адсорбційними силами. Вона помітним чином не впливає на механічний обробіток ґрунту і недоступна для рослин.

Вільна вода буває гравітаційною і капілярною. Гравітаційна вода міститься у великих пустотах ґрунту і під дією гравітаційних сил стікає вниз. Капілярна вода зосереджується в малих капілярних пустотах. Завдяки молекулярним силам притягання між елементами твердої фази ґрунту і водою, які більші від гравітаційних сил, вона тримається в капілярах. Капілярна вода легко переміщується по капілярах у будь-якому напрямку, як правило, від більш до менш зволжених шарів.

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

$$\omega_a = \frac{m_b - m_c}{m_c} 100,$$

де m_b і m_c — маса вологого і сухого ґрунту.

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

$$\omega_b = \frac{\omega_a}{\omega_{II}} 100,$$

де ω_{II} — абсолютна вологість при польовій вологом'єсткості ґрунту.

Польова вологомiсткiсть ґрунту — це та кiлькiсть води, яку може утримати в собi сильно змочений iз поверхнi ґрунт пiсля стiкання гравiтацiйної води. Вона заповнює всi шпарини ґрунту, за винятком великих некапiлярних.

Вологiсть ґрунту значно впливає на його обробiток. Для механiчного обробiтку ґрунту найсприятливiшими є такi умови, за яких вiн перебуває у станi стиглостi, тобто його вiдносна вологiсть становить 60...70 %. Абсолютна оптимальна вологiсть для обробiтку ґрунту залежить вiд механiчного складу i є рiзною для рiзних ґрунтiв. Для легких пiщаних ґрунтiв вона коливається в межах 12...15 %, для суглинистих — 15...22 %, для важких глинистих — 25...30 %.

Газоподiбна фаза ґрунту мiстить повітря, водяну пару та iншi гази (амiак, метан тощо). Складовi газової фази можуть займати порожнини мiж елементами твердої фази, перебувати у вiльному чи затисненому станi. Газоподiбна фаза, яка займає великi гравiтацiйнi порожнини, зазвичай вiльно сполучається з атмосферою. Частина фази, яка розмiщується у дрiбних капiлярних пустотах, може бути у затисненому станi, тобто герметично закупореною мiж твердими елементами ґрунту i водою. У такому станi ця фаза збiльшує пружнiсть i зменшує водопроникнiсть ґрунту.

Пiд час механiчного обробiтку ґрунту робочi органи машини i знаряддя тиснуть на ґрунт i часточки твердої фази. Перемiщуючись, вони можуть затиснути частину вiльної газоподiбної фази, що зумовлює накопичення потенцiальної енергiї, яка пiсля припинення тиснення сприяє розпушуванню ґрунту.

Основними властивостями, якi характеризують ґрунт як об'єкт обробiтку, є щiльнiсть, пористiсть, твердiсть, фрикцiйнi властивостi, коефiцiєнт зовнiшнього i внутрiшнього тертя, опiр деформацiї, липкiсть, пластичнiсть, пружнiсть, в'язкiсть, абразивнi властивостi.

Щiльнiсть ґрунту $\rho_{\text{п}}$ — вiдношення маси $m_{\text{с}}$ абсолютно сухоґо ґрунту до загального об'єму V досліджуваної проби, взятої без порушення її природного стану. Щiльнiсть ґрунту виражається у кiлограмах на кубiчний метр ($\text{кг}/\text{м}^3$) або грамах на кубiчний сантиметр ($\text{г}/\text{см}^3$) i визначається за формулою

$$\rho_{\text{п}} = m_{\text{с}} / V.$$

Щiльнiсть ґрунту залежить вiд його механiчного складу, наявностi гумусу i пористостi. Її значення коливається в межах вiд 0,9 до 1,6 $\text{г}/\text{см}^3$. Як показують дослiди, для успiшного розвитку рослин оптимальна щiльнiсть ґрунту для рiзних видiв рослин i рiзних ґрунтiв має певне значення, здебiльшого 1,0...1,3 $\text{г}/\text{см}^3$. Якщо щiльнiсть ґрунту вища вiд оптимального значення, то урожайнiсть сiльськогосподарських культур знижується, а за надто великої її взагалi не-

має. Щільність впливає не тільки на розвиток рослин, а й на водний, повітряний і живильний режими.

Значення щільності ґрунту можна змінювати механічним обробітком залежно від вимог агротехніки, вирощування того чи іншого виду рослин.

Щільність ґрунту не слід плутати із густиною ρ твердої фази (об'ємною масою твердої фази) ґрунту, яка визначається із відношення маси твердої частини ґрунту до її об'єму.

Густина мінералів, які утворюють тверду фазу ґрунту, становить 2,4...2,8 г/см³, перегною — 1,2...1,4 г/см³, твердої частини ґрунту — 2,4...2,7 г/см³.

Пористість ґрунту ε — відношення об'єму $V_{\text{п}}$ пор, що є між твердими часточками ґрунту, до загального об'єму V проби, %:

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{п}}}{V} 100.$$

Пористість може виражатися також через щільність ґрунту $\rho_{\text{п}}$ і густина ρ твердої частини:

$$\varepsilon = \frac{\rho - \rho_{\text{п}}}{\rho} 100.$$

Пористість ґрунту залежить від розміру і форми механічних твердих елементів, кількості, розміру і форми структурних агрегатів, а також від взаємного їх розміщення між собою.

Для культурного орного шару пористість ґрунту становить 55...65 %, для розпушеного ґрунту — 70 %, менше ніж 50 % для орного шару вважається незадовільною. Для нижніх ущільнених ілювіальних горизонтів щільність зменшується до 25...40 %.

Пористість, як і щільність ґрунту, впливає на водний, повітряний і живильний режими, а також на розвиток і врожайність рослин у цілому.

Твердість ґрунту (опір зминанню) — здатність чинити опір проникненню в нього будь-якого тіла. Кількісно вона 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, динамометричні. Широко застосовують динамометричний твердомір, схему якого наведено на рис. 1.1, а. Він складається з опори 5, штанги 1, пружини 2, рукоятки 3 і наконечника (деформатора) 4. Твердомір обладнаний записувальним пристроєм (якого на схемі немає), що записує діаграму залежності стиснення пружини у приладу від глибини h занурення наконечника у ґрунт.

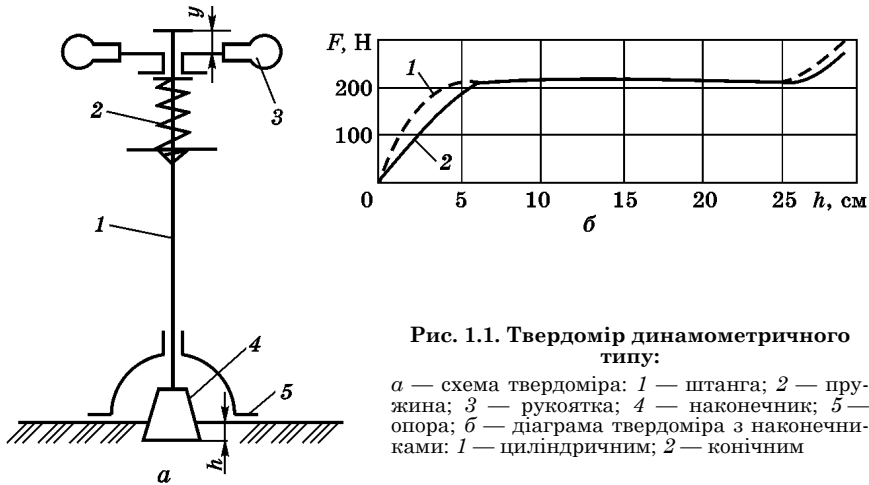


Рис. 1.1. Твердомір динамометричного типу:

a — схема твердоміра: 1 — штанга; 2 — пружина; 3 — рукоятка; 4 — наконечник; 5 — опора; *б* — діаграма твердоміра з наконечниками: 1 — циліндричним; 2 — конічним

При вдавлюванні наконечника твердоміра у ґрунт його записувальний пристрій записує діаграму залежності стиснення пружини у від глибини h вдавлювання наконечника: $y = kf(h)$. Знаючи жорсткість k пружини, можна перейти від стиснення пружини до сили F опору ґрунту вдавлювання, Н:

$$F = ky.$$

На рис. 1.1, *б* наведено діаграми залежності сили опору від глибини вдавлювання циліндричного і конічного наконечників у ґрунт. Як бачимо, при використанні наконечників різної форми, але з однаковою площею основи, різна сила опору спостерігається на початку вдавлювання. Після вдавлювання на глибину понад 5...6 см сила F залишається однаковою. Лише після проходження орного шару сила опору зростає, оскільки наконечник зазнає опору підорного ущільненого шару ґрунту.

Діаграму твердості в межах орного шару можна з певним припущенням апроксимувати двома прямими OA і AB (рис. 1.2), які характеризують дві фази деформації ґрунту.

У першій фазі (ділянка OA) під наконечником відбувається пружна і пластична деформація ґрунту і опір F збільшується пропорційно глибині вдавлювання наконечника. Слід зазначити, що між кінцем першої і другої фази є невеликий перехідний період (на рис. 1.2 не показано). У цьому періоді перед основою наконечника із ущільненого ґрунту остаточно формується конусоподібне ядро, яке у разі подальшого вдавлювання наконечника розклинює ґрунт, зазнаючи постійного опору. Отже, в другій фазі вдавлювання наконеч-

ника сила F опору не зростає, тобто ґрунт «тече». Таким чином, деформація ґрунту є не тільки функцією навантаження, а й часу її дії.

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

$$p = ky_c/S,$$

де k — жорсткість пружини, Н/см; y_c — середня ордината діаграми, см; S — площа поперечного перерізу наконечника, см².

Із діаграми твердоміра, крім твердості ґрунту, можна визначити межу напруги p_3 , Н/см², змінання, або несівну здатність ґрунту, %,

$$p_3 = P_A/S,$$

де P_A — сила, яка відповідає межі лінійної пропорційності, Н, а також коефіцієнт об'ємного змінання, Н/см³,

$$q = P_A/Sh_a,$$

де h_a — вдавлювання наконечника в межах пропорційності, см.

Коефіцієнт q об'ємного змінання для свіжозораного ґрунту становить 1...2 Н/см³, для стернища, парів і луків — 5...10 Н/см³, для ґрунтових доріг — 50...90 Н/см³.

Слід пам'ятати, що у разі використання наконечників різних розмірів результати не збігаються. Тому, щоб отримати результати, які можна зіставити, потрібно застосовувати наконечники однакової форми і розмірів.

Фрикційні властивості ґрунту виявляються в дії сили опору ковзанню тіла (робочого органа, опорної поверхні тощо) відносно поверхні ґрунту — сили зовнішнього тертя та в дії сили опору ковзанню однієї частини ґрунту відносно іншої — сили внутрішнього тертя.

Числове значення сили F_T зовнішнього тертя визначають за формулою Амонтона:

$$F_T = fN = N \operatorname{tg} \varphi,$$

де N — нормальна сила тиску на поверхню контакту, Н; f — коефіцієнт зовнішнього тертя; φ — кут тертя, град.

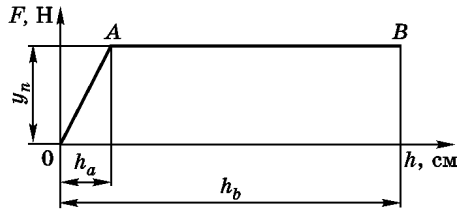


Рис. 1.2. Діаграма, що характеризує зміну сили опору від глибини вдавлювання наконечників

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 об сталь і кута тертя залежно від механічного складу ґрунту (за даними Г.М. Синєокова) наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3. Залежність коефіцієнта тертя та кута тертя від механічного складу ґрунту

Ґрунти	Коефіцієнт тертя f	Кут тертя ϕ
Піщані і супіщані пухкі	0,25...0,35	14°...19°30'
Піщані і супіщані зв'язні	0,50...0,70	26°30'...35°
Легко- і середньосуглинисті	0,35...0,50	19°30'...26°30'
Тяжкі суглинисті і глинисті	0,60...0,90	31°...42°

На коефіцієнт тертя більше впливає вологість ґрунту. Експериментальні дослідження засвідчують, що в межах незначної вологості, тобто при сухому ґрунті, коли його часточки не прилипають до металу, — відбувається «справжнє» тертя і коефіцієнт тертя залишається сталим. При подальшому збільшенні вологості виникають сили молекулярного притягання часточок ґрунту до поверхні металу, тобто коефіцієнт зростає і досягає максимуму при відносній вологості ґрунту близько 90 %. У разі подальшого зростання вологості ґрунту коефіцієнт тертя зменшується, оскільки волога на поверхні

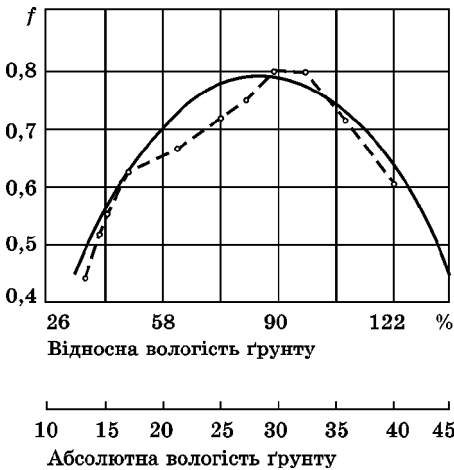


Рис. 1.3. Залежність коефіцієнта зовнішнього тертя від зміни вологості середньосуглинистого чорнозему

контакту відіграє роль мастила. Залежність коефіцієнта зовнішнього тертя від вологості ґрунту показують результати досліджень П.У. Бахтіна, які наведено на рис. 1.3.

Коефіцієнт зовнішнього тертя об ґрунт залежить також від матеріалу та стану його поверхні. Так, коефіцієнт тертя для чисто шліфованої сталі менший, ніж для нешліфованої.

Для орієнтовних розрахунків коефіцієнт тертя ґрунту об сталь беруть 0,5, що відповідає куту тертя 26°30'.

Слід пам'ятати, що при механічному обробітці ґрунту зовнішнє тертя ґрунту об робочі органи значно впливає

на енергетичні витрати. Від 30 до 50 % енергії витрачається на подолання шкідливого опору, що пов'язано з тертям робочих органів машин і знарядь для обробітку ґрунту.

Сила внутрішнього тертя ґрунту також залежить від коефіцієнта внутрішнього тертя і нормальної сили тиску на поверхню ковзання. Коефіцієнт внутрішнього тертя, як правило, залежить від механічного складу ґрунту і його вологості.

Опір ґрунту різним видам деформації до цього часу вивчено недостатньо, незважаючи на важливість його під час створення машин і знарядь для обробітку ґрунту. У багатьох дослідженнях установлено, що найменша границя міцності є при розтягуванні, середня — при зсуві і найбільша — при стисненні ґрунту. Наприклад, досліди з глинистим чорноземом за абсолютної вологості 20 % показують, що опір на розтягування становить 0,5 кПа, на зсув — 1 і на стиснення — 10 кПа.

Отже, створення машин і знарядь для обробітку ґрунту за принципом розтягування ґрунту заслуговує на увагу, однак це пов'язано з певними технічними труднощами. Проте в роботі деяких робочих органів ґрунтообробних машин цей принцип використовується. Зокрема, під час копання ґрунту звичайною лопатою застосовується принцип деформації ґрунту розтягуванням, хоча в конструкціях робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь використовуються переважно принципи зсуву і стиснення. Принцип стиснення спричинює ущільнення і руйнування структурних агрегатів ґрунту.

Липкість ґрунту — це властивість його часточок прилипати до різних поверхонь предметів, що дотикаються до нього. Вона виявляється при відриванні від ґрунту твердих тіл, що стикаються (колеса, гусениці тощо), і при відриванні із ковзанням ґрунту по поверхнях робочих органів (лемешів, полиць, лап культиваторів та ін.).

У першому випадку липкість характеризується зусиллям, яке необхідне для відривання притиснутого до ґрунту тіла, і визначається за формулою

$$F_{\text{в}} = P/S,$$

де $F_{\text{в}}$ — липкість, Па; P — загальне зусилля, яке потрібне для відривання тіла, Н; S — площа контакту тіла, м².

Якщо тіло відривається від поверхні ґрунту із ковзанням, то силу $F_{\text{в,к}}$ визначають за залежністю

$$F_{\text{в,к}} = p_0S + pNS,$$

де p_0 — коефіцієнт дотичних сил питомого прилипання за відсутності нормального тиску, Па; p — коефіцієнт дотичних сил питомого прилипання, спричинене нормальним тиском, 1/м²; S — площа контакту, м²; N — сила нормального тиску, Н.

Липкість ґрунту залежить від його механічного складу (дисперсності), вмісту гумусу, вологості, розмірів, стану і матеріалу робочих органів і питомого тиску. У разі збільшення дисперсності ґрунту липкість збільшується. Глинисті ґрунти більш липкі, ніж піщані, безструктурні більш липкі, ніж структурні. Максимальне значення липкості ґрунту виявляється за вологості, яка наближається до капілярного насичення ґрунту, коли зчеплення між часточками ґрунту менше, ніж між ґрунтом і тілом, що дотикається до нього.

За певної вологості ґрунту прилипання і тертя діють одночасно. Залипання робочих органів відбуватиметься тоді, коли сума питомих сил прилипання і тертя буде більшою, ніж границя міцності ґрунту зсуву, а самоочищення — коли сума сили прилипання і внутрішнього тертя стане більшою, ніж загальний опір налиплих часточок ковзанню.

Пластичність ґрунту — це його властивість деформуватися під дією зовнішнього навантаження і зберігати цю деформацію без тріщин після зняття навантаження. Пластичність залежить від механічного складу і вологості ґрунту.

Пластичність ґрунту характеризується числом $\omega_{\text{п}}$ пластичності, що є різницею між вологістю верхньої і нижньої границь пластичності:

$$\omega_{\text{п}} = \omega_{\text{в}} - \omega_{\text{н}},$$

де $\omega_{\text{в}}$ і $\omega_{\text{н}}$ — вологість відповідно верхньої і нижньої границь пластичності ґрунту.

Вологість верхньої границі пластичності ґрунту — це вологість такого його стану, коли він переходить із липкопластичного у в'язкоплинний стан. Проба ґрунту, розміщена на поверхні, при незначному струшуванні розпливається.

Вологість нижньої границі пластичності ґрунту — це вологість, при якій він розкочений у валик діаметром 3 мм і не розпадається на окремі кусочки завдовжки 8...10 мм.

Найбільш пластичними є глинисті ґрунти і майже непластичними піщані. Число пластичності для глинистих ґрунтів становить 17, суглинистих — 17...7, супіщаних — 7...0.

Механічний обробіток ґрунту (оранка, культивування, боронування, дискування тощо) за вологості верхньої границі пластичності не допускається. За високої вологості ґрунту будь-які механічні навантаження негативно позначаються на властивостях ґрунту.

Пружність ґрунту — це його властивість поновлювати свою форму після зняття зовнішнього навантаження. Пружна деформація ґрунту відбувається доти, доки на нього діє зовнішня сила, що спричинила цю деформацію. Пружність ґрунту залежить переважно від механічного і агрегатного складу, вологості та задернілості.

В'язкість ґрунту — це його властивість поступово деформуватися залежно не тільки від зовнішнього навантаження, а й від часу. Деформація в'язкого ґрунту залежить не тільки від дії зовнішнього навантаження і від тривалості дії. Чим більша тривалість навантаження, тим більша деформація. Ця деформація пов'язана з переміщенням у ґрунті твердої, рідкої та газоподібної фаз.

Абразивні властивості — це здатність ґрунту гострими кутами і ребрами його часточок зрізувати і виносити поверхневий шар робочих органів машин і знарядь, які об нього труться. Спрацювання робочих органів залежить від механічного складу ґрунту та вологості, а також від матеріалу, з якого їх виготовлено. На спрацювання найбільше впливає піщана фракція ґрунту розміром від 0,05 до 0,25 мм, до складу якої входить кварц — один із найтвердіших мінералів. Зі збільшенням вологості піщаних ґрунтів спрацювання робочих органів машин збільшується, а на глинистих і суглиннистих ґрунтах відбувається зворотне явище.

1.2. Основи теорії та розрахунку лемішно-полицевих плугів і луцильників

Лемішно-полицеві плуги є основними знаряддями для глибокого механічного обробітку ґрунту з обертанням скиби — оранки. За призначенням їх поділяють на плуги загального призначення та спеціальні, за родом тяги — на кінні, тракторні та канатної тяги, за способом приєднання до трактора — на причіпні, начіпні та напівначіпні, за кількістю корпусів — на одно-, дво-, три-, чотири-, п'яти-, шести-, восьми- та дев'ятикорпусні.

Плуги загального призначення застосовують для оранки ґрунтів на глибину від 18 до 35 см з обертанням скиби.

До спеціальних плугів належать плантажні, садові, болотні, чагарниково-болотні, лісові та ін.

Плантажні плуги призначені для глибокої оранки на глибину 45...60 см під виноградники та садові й лісні насадження. Їх виготовляють однокорпусними.

Садові плуги застосовують для оранки ґрунту в міжряддях садів. Їх обладнують спеціальним причепом, який забезпечує зміщення плуга від поздовжньої осі симетрії трактора, що дає змогу під час роботи, наближаючись до стовбура дерева, не пошкоджувати трактором його крону.

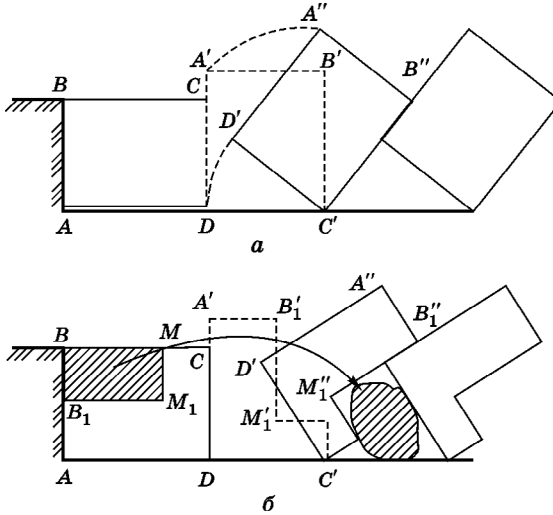
Болотні та чагарниково-болотні плуги використовують для обробітку осушених болотних і заболочених мінеральних ґрунтів, що заросли чагарниками.

Лісові плуги призначені для оранки ґрунтів на не розкорчованих вирубах з чагарниками заввишки до 5 м. Їх виготовляють, як пра-

вило, з одним або двома корпусами з шириною захвату 45, 75, 100 і 120 см.

1.2.1. Теоретичні основи технологічного процесу оранки

Оранку здійснюють плужним корпусом у такий спосіб. Переміщуючись у борозні, плужний корпус відрізує скибу ґрунту у вертикальній площині від незораного поля польовим обрізом корпусу чи ножем, який може встановлюватися перед корпусом. Знизу скиба відрізується лезом лемеша і спрямовується на робочу поверхню лемеша і полиці. Переміщуючись по цих поверхнях, скиба кришиться,



розпушується, частково переміщується, обертається і вкладається в попередню утворену борозну.

Для аналізу процесу обертання скиби вважатимемо, що вона не деформується і її розміри не змінюються. За такої умови скиба спочатку обертається біля ребра D (рис. 1.4, a) до вертикального її положення, за якого ребро C займе положення C' . Після цього обертання відбуватиметься біля точки C' , доки грань $B''C'$ не ляже на попередню скибу.

Рис. 1.4. Схема обертання скиби плужним корпусом:

a — без передплужника; b — з передплужником

Як видно з рис. 1.4, a , не весь верхній шар скиби вкладається на дно борозни. Ребро B'' лежить на поверхні поля. Поліпшити обертання можна, якщо зі скиби $ABCD$ (рис. 1.4, b) вирізати меншу скибу B_1BMM_1 і вкинути її на дно попередньої борозни. Для вирізування цієї скиби використовують передплужник. Ширина вирізаної передплужником скиби становить $2/3$ основної скиби, а товщина — від $1/3$ до $1/2$ (8...12 см).

Співвідношення між шириною і товщиною скиби при оранці без передплужника. Надійне обертання скиби досягається за певного відношення ширини скиби до її товщини. Для визначення цього відношення розглянемо граничне нестійке рівноважне поло-

ження скиби (рис. 1.5, а), коли діагональ $C'A''$ скиби перпендикулярна до горизонту і сила ваги G скиби проходить через ребро C' . Із рис. 1.5, а видно, що прямокутні трикутники $A''B''C'$ і $C'D_2C'_2$ подібні і мають взаємно перпендикулярні сторони. Із умови подібності цих трикутників можна записати

$$\frac{C'C'_2}{C'A''} = \frac{C'_2D'_2}{C'B''}$$

Замінивши розміри скиби на позначення a і b , матимемо

$$\frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} = \frac{a}{b},$$

або

$$b^2 = a\sqrt{a^2 + b^2}.$$

Рівняння піднесемо до квадрата:

$$b^4 = a^2(a^2 + b^2).$$

Після перетворення матимемо

$$\frac{b^4}{a^4} + \frac{b^2}{a^2} - 1 = 0.$$

Виразимо відношення b/a через k

$$k^4 + k^2 - 1 = 0. \tag{1.1}$$

Розв'язавши бікватратне рівняння, дістанемо дійсний корінь

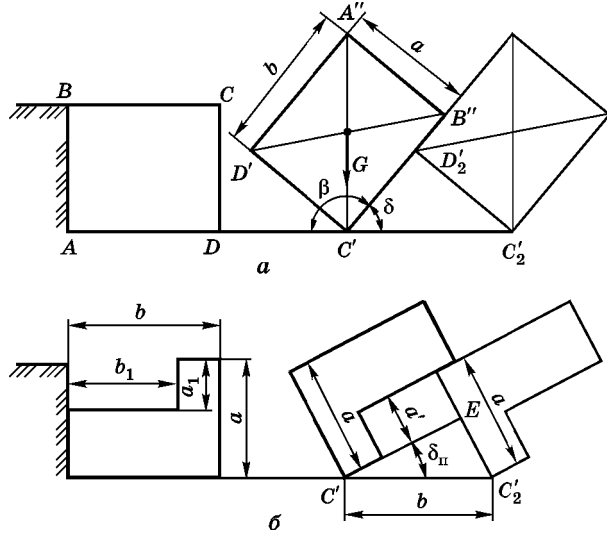


Рис. 1.5. Схема нестійкого положення скиби, вирізаної плужним корпусом:
 а — без передплужника; б — з передплужником

Розділ 1

$k = 1,272$. Тобто стійке положення скиби забезпечується при $b/a > 1,272$.

За цієї умови максимальна глибина оранки із заданою шириною захвату корпусу становитиме

$$a_{\max} < b/1,272 = 0,8b.$$

Для визначення кута δ нахилу скиби до горизонту скористаємося рис. 1.5, a , з якого видно, що

$$\sin\delta = a/b, \quad (1.2)$$

або виразимо через $k = b/a$

$$\sin\delta = 1/k.$$

Кут δ нахилу скиби до горизонту становитиме

$$\delta = \arcsin 1/k = \arcsin 1/1,272 = 51^\circ 50',$$

а кут повороту скиби $\beta = 128^\circ 10'$.

Це свідчить, що для забезпечення надійного обертання скиби потрібно, щоб $k > 1,272$. На практиці під час розробки конструкції плугів беруть $k = 1,4 \dots 1,6$.

Співвідношення між шириною і товщиною скиби при оранці з передплужником. Під час такої оранки скиба повертається на більший кут, а кут нахилу її до горизонту менший.

Для визначення кута нахилу скиби до горизонту скористаємося рис. 1.5, b , із якого видно, що

$$\sin\delta_{\Pi} = EC'_2/CC'_2.$$

Виразивши через розміри основної скиби a і b та скиби, вирізаної передплужником,

$$\sin\delta_{\Pi} = \frac{a - a_1}{b}, \quad (1.3)$$

де a_1 — товщина скиби, яку вирізав передплужник, отримаємо

$$\cos\delta_{\Pi} = \frac{\sqrt{b^2 - (a - a_1)^2}}{b}; \quad (1.4)$$

$$\operatorname{tg}\delta_{\Pi} = \frac{a - a_1}{\sqrt{b^2 - (a - a_1)^2}}. \quad (1.5)$$

Порівнюючи вирази (1.2) і (1.3), бачимо, що кут нахилу скиби до горизонту у разі роботи з передплужником менший, ніж кут нахилу скиби під час роботи без передплужника.

Обчислення показують, що при оранці з передплужником, який вирізує скибу завширшки $b_1 = 2/3b$ і завтовшки $a_1 = 1/3a$, основна скиба, яка має відношення $k = b/a = 1,272$, буде нахилена під кутом $\delta_1 = 31^\circ 40'$ і повернеться на кут $\beta_1 = 148^\circ 20'$, а за розмірів скиби, що вирізує передплужник $a_2 = 1/2a$ і $b_1 = 2/3b$, відповідно $\delta_2 = 23^\circ$ і $\beta_2 = 157^\circ$.

Отже, зі збільшенням товщини скиби, що вирізує передплужник, кут нахилу скиби до горизонту зменшується, а кут обертання скиби збільшується. Товщину скиби, яку вирізує передплужник, вибирають відповідно до агротехнічних вимог, що ставляться до оранки.

Для визначення співвідношення між шириною і товщиною скиби, з якої передплужник вирізує скибу, розглянемо перевернутий переріз скиби $ABCDEO$ (рис. 1.6). При цьому розмістимо центр системи координат у точці O , вісь x напрямимо по OE , а вісь y — по OA . Переріз скиби розглянемо як два прямокутники $ABCM$ і $DEOM$.

Координати центра ваги O_1 прямокутника $ABCM$:

$$x_1 = AB/2 = b/2;$$

$$y_1 = OA - AM/2 = a - \frac{a - a_1}{2} = \frac{a + a_1}{2}.$$

Координати центра ваги O_2 прямокутника $DEOM$:

$$x_2 = OE/2 = (b - b_1)/2;$$

$$y_2 = a_1/2.$$

Площу прямокутника $ABCM$ позначимо через $F_1 = b(a - a_1)$, а прямокутника $DEOM$ через $F_2 = a_1(b - b_1)$.

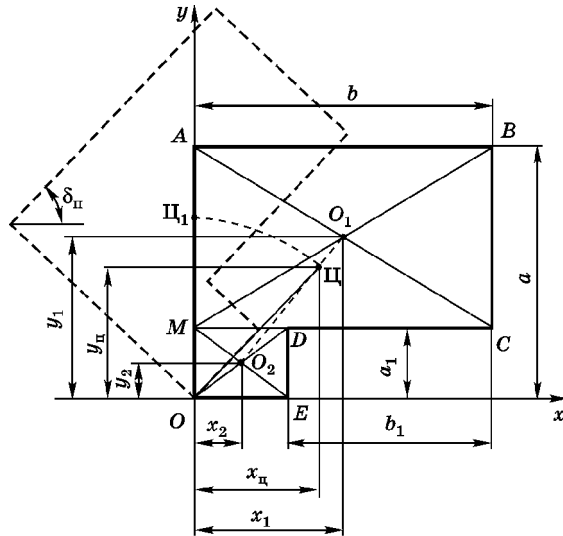


Рис. 1.6. Переріз скиби, яку вирізує передплужник у перевернутому положенні

Рівняння моментів відносно точки O , якщо $x_{\text{ц}}$ і $y_{\text{ц}}$ координати центра Ц ваги всього перерізу, мають вигляд

$$F_1 x_1 + F_2 x_2 = (F_1 + F_2) x_{\text{ц}};$$

$$F_1 y_1 + F_2 y_2 = (F_1 + F_2) y_{\text{ц}}.$$

Звідси

$$x_{\text{ц}} = \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2}{F_1 + F_2};$$

$$y_{\text{ц}} = \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2}{F_1 + F_2}.$$

Підставимо значення $F_1, F_2, x_1, x_2, y_1, y_2$ і позначимо $F_1 + F_2 = F$:

$$x_{\text{ц}} = \frac{b(a - a_1) \frac{b}{2} + a_1(b - b_1) \frac{(b - b_1)}{2}}{F};$$

$$y_{\text{ц}} = \frac{b(a - a_1) \frac{(a + a_1)}{2} + a_1(b - b_1) \frac{a_1}{2}}{F}.$$

Після спрощення матимемо

$$x_{\text{ц}} = \frac{ab^2 - 2abb_1 + a_1b_1^2}{2F};$$

$$y_{\text{ц}} = \frac{a^2b - a_1^2b_1}{2F}.$$

З'єднавши точки O і Ц прямою, отримаємо

$$\text{tg} \angle \text{Ц}Oy = x_{\text{ц}} / y_{\text{ц}}.$$

Повернувши переріз скиби біля точки O до збігу лінії $\text{Ц}O$ із віссю y , матимемо нестійке (критичне) положення скиби. При цьому кут $\delta_{\text{ц}}$ нахилу скиби до горизонту дорівнюватиме куту $\angle \text{Ц}Oy$.

Отже, можна записати

$$\text{tg} \delta_{\text{ц}} = x_{\text{ц}} / y_{\text{ц}} = \frac{ab^2 - 2a_1bb_1 + a_1b_1^2}{a^2b - a_1^2b_1}. \quad (1.6)$$

Із умови обертання скиби (1.5) відомо, що

$$\text{tg} \delta_{\text{ц}} = \frac{a - a_1}{\sqrt{b^2 - (a - a_1)^2}},$$

тому для скиби, що перебуває в нестійкому положенні, порівнявши вирази (1.5) і (1.6) для $\text{tg}\delta_{\text{п}}$, дістанемо співвідношення

$$\frac{ab^2 - 2a_1bb_1 + a_1b_1^2}{a^2b - a_1^2b_1} = \frac{a - a_1}{\sqrt{b^2 - (a - a_1)^2}}.$$

Підставивши у це співвідношення значення $a_1 = a/3$, $b_1 = 2b/3$, отримаємо $k = b/a = 1,06$.

Для значень $a_2 = a/2$, $b_1 = 2b/3$, $k = b/a = 0,94$.

Таким чином, при оранці з передплужником можливе відношення $b/a \cong 1$, тобто глибина оранки із задовільним обертанням скиби може дорівнювати ширині захвату плужного корпусу. На практиці, якщо плуг працює з передплужником, відношення ширини скиби до товщини беруть $k = 1,1 \dots 1,3$.

1.2.2. Ножі та теорія різання ґрунту лезом

Ножі призначені для відрізування скиби в поздовжньо-вертикальній площині. На плугах застосовують ножі трьох типів: череслові, дискові та плоскі з опорною лижею.

Череслові ножі встановлюють на кінних та спеціальних плугах (плантажних, ярусних, лісових та ін.). Лезо таких ножів може бути прямим і ввігнутих. Товщина леза череслового ножа не перевищує 0,5 мм.

Дискові ножі застосовують на плугах загального та на деяких спеціального призначення для оранки зв'язних ґрунтів, які не містять великих вкраплень (каміння, дерев'яних залишків).

Плоскі ножі з опорною лижею встановлюють на чагарниково-болотних плугах.

Основною операцією, яку виконують ножі, є різання. Крім ножів, різання ґрунту здійснюють також інші робочі органи ґрунтообробних машин і знаряддя, зокрема лемеші, плоскорізальні та універсальні лапи.

Розрізняють два види різання ґрунту: лезом і клином. Різання лезом полягає у тому, що визначальним в операції різання є дія на ґрунт леза, а фаски (робочі грані) відіграють допоміжну роль. Різання клином передбачає дію на ґрунт робочих граней. На мало-зв'язних пластичних ґрунтах дія граней спочатку зумовлює зминання ґрунту біля граней, а потім скибу сколюють у вигляді окремих брил. На зв'язних ґрунтах, які чинять значний опір зминанню, дія граней приводить до створення тріщин перед клином, а потім відбувається поперечний перелом. Лезо клина відіграє допоміжну роль.

Отже, враховуючи велику різноманітність ґрунтів та їхніх властивостей, різання ґрунту є складною операцією, для здійснення якої використовують і лезо, і робочі грані (фаски).

Різання лезом — одна з найпоширеніших операцій під час механічного обробітку ґрунту. Воно є основою дії ножів, лемешів, лап та інших робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь.

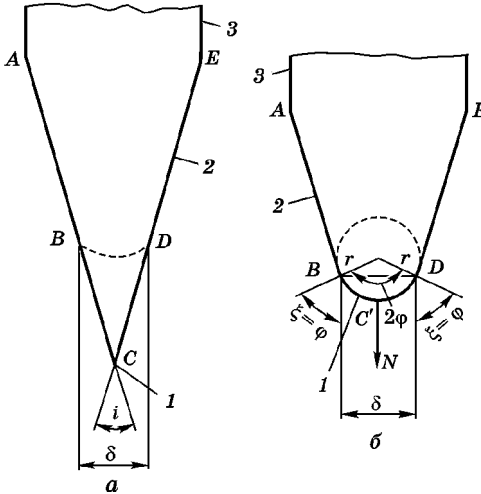


Рис. 1.7. Ніж:

a — із гострозаточеним лезом; *б* — із робочим лезом; 1 — лезо; 2 — фаска; 3 — остов

розрізаний ґрунт, по яких він ковзається. Отже, та частина ножа, де немає ковзання, належить до леза, а де спостерігається ковзання — до фасок.

Для з'ясування процесу ковзання по фасках розглянемо дію похилої під кутом α поверхні *AB* (рис. 1.8) на часточку *m* ґрунту. Рухаючись зліва направо, занурена в ґрунт поверхня *AB* тисне на кожну часточку, яка дотикається до неї, силою *N*. Розкладемо силу *N*, що діє на часточку *m*, на дві складові: N_v у напрямку руху поверхні та N_t уздовж поверхні *AB*. Крім нормальної сили *N* діє сила тертя *F*. Сили *N* і *F* дають результуючу силу *R*, яка відхилена від нормалі на кут тертя φ . Очевидно, часточка *m* ковзатиметься вздовж робочої поверхні тоді, коли складова нормального тиску N_t буде більшою від максимальної сили тертя F_{\max} , тобто

$$N_t > F_{\max}.$$

Із рис. 1.8 видно, що $N_t = N \operatorname{tg}(\pi/2 - \alpha)$, а $F_{\max} = N \operatorname{tg} \varphi$.

Що ж таке лезо? Тривалий час лезом вважали вершину *C* перетину фасок *AC* і *EC* (рис. 1.7, *a*). Про гостроту леза судять за кутом його загострення *i*. Пізніше дослідники дійшли висновку, що під час різання тонка вершина леза *BCD* швидко набирає форму округленої поверхні (в перерізі — форму дуги *BD*), яка плавно з'єднує фаски ножа, і гостроту ножа визначає не кут загострення, а товщина леза δ .

Академік В.О. Желіговський лезом вважає частину ножа, яка руйнує ґрунт унаслідок його зминання, а фасками — ті його частини, які розсовують уже

Вираз умови ковзання має вигляд

$$N \operatorname{tg}(\pi/2 - \alpha) > N \operatorname{tg} \varphi. \quad (1.7)$$

Позначивши $(\pi/2 - \alpha) = \xi$, отримаємо

$$\xi > \varphi, \quad (1.8)$$

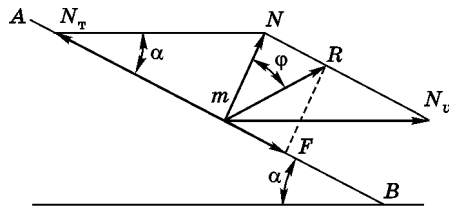


Рис. 1.8. Схема дії похилої площини на часточку ґрунту

тобто ковзання часточок ґрунту по поверхні, що діє на неї, буде тоді, коли кут між напрямком швидкості руху і нормальною силою, що діє на часточку, буде більшим за кут тертя часточки об поверхню.

Визначення товщини леза ножа. Для теоретичного визначення товщини леза скористаємося рекомендацією В.О. Желіговського, що лезо є заокругленим кінцем ножа, який зминає ґрунт, і залежністю, що кут $\xi > \varphi$. Крім того, з певним припущенням можна вважати, що лезо в поперечному перерізі є дугою кола.

Розглянемо, коли ніж рухається вниз (рис. 1.7, б) і лезо є дугою кола радіусом r . Оскільки у точці C' напрямок нормалі до дуги леза і напрямок руху збігаються, то $\xi = 0$. Праворуч і ліворуч від точки C' кут ξ зростає і в точках B і D набуває значення $\xi = \varphi$, а вище цих точок $\xi > \varphi$. Отже, в межах дуги BCD ковзання не буде, тобто ця частина ножа належить до леза. Товщина леза ножа обмежена центральним кутом, що дорівнює 2φ , і визначається хордою $BD = \delta$. Із рис. 1.7, б видно, що

$$\delta = 2r \sin \varphi. \quad (1.9)$$

Основний процес руйнування (різання) ґрунту виконує лезо ножа. Фаски AB і DE , для яких кут $\xi > \varphi$, відіграють допоміжну роль.

Режими різання лезом. Розрізняють три режими різання ґрунту лезом залежно від кута ξ між напрямком швидкості леза і нормаллю до його поверхні, а також коефіцієнта тертя φ матеріалу леза об ґрунт:

- рубяоче різання ($\xi = 0$);
- різання з поздовжнім переміщенням без ковзання ($0 < \xi < \varphi$);
- різання із ковзанням ($\xi > \varphi$).

Рубяоче різання (рис. 1.9, а) полягає в тому, що лезо тисне на часточку m ґрунту із силою N перпендикулярно до леза доти, доки він не зруйнується (розріжеться), тобто в ґрунті створюється напруга зминання, що дорівнює його границі міцності. Таке різання ґрунту відбувається в грейдерах, бульдозерах і скреперах. У ґрунтообробних машинах його застосовують обмежено.

Різання з позовжнім переміщенням без ковзання (рис 1.9, б). Силу N розкладемо на два напрямки — швидкості N_v і дотичний до леза N_T . Максимальне значення сили тертя $F_{\max} = N \operatorname{tg} \varphi$, а сила $N_T = N \operatorname{tg} \xi$, тобто сила N_T менша від максимального значення сили тертя F_{\max} , оскільки $\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \xi$ із умови, що $\varphi > \xi$. Це й забезпечує зрівноваження сили N_T . Унаслідок цього часточка ґрунту переміщуватиметься, не ковзаючи, по лезу під дією сили N_v у напрямку її дії доти, доки не буде зруйнований (розрізаний).

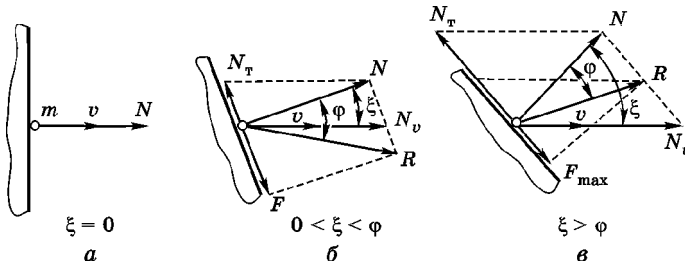


Рис. 1.9. Режими різання лезом:

а — рубаюче різання; б — різання з позовжнім переміщенням без ковзання; в — різання із ковзанням

Різання із ковзанням (рис. 1.9, в). Як і у попередньому випадку, розкладемо силу N на два напрямки — швидкості N_v і дотичний до леза N_T . При цьому також максимальна сила тертя $F_{\max} = N \operatorname{tg} \varphi$, а сила $N_T = N \operatorname{tg} \xi$, оскільки $\operatorname{tg} \xi > \operatorname{tg} \varphi$, із умови, що кут $\xi > \varphi$. Різницею між $N_T - F_{\max}$ буде та сила, яка зумовлює ковзання часточки ґрунту в напрямку леза. Тобто на часточку ґрунту одночасно діятимуть сили $N_T - F_{\max}$ і N_v . Якщо ці сили скласти за правилом паралелограма, то отримаємо силу R , напрямлену під кутом φ до нормалі N . Сила R також є сумою сил N і F_{\max} . Часточка m ґрунту під дією сили R переміщуватиметься в напрямку дії сили R , ковзаючи по лезу, доти, доки не зруйнується (розріжеться).

Різання із ковзанням виконують за допомогою череслових ножів, полільних і універсальних лап тощо.

Коефіцієнт ковзання. Під час різання із ковзанням ковзання відбувається тоді, коли кут ξ дещо більший від кута φ аж до наближення до $\pi/2$, і залежить від кута ξ . Для характеристики впливу кута ξ на ковзання введено коефіцієнт ковзання ε (міра ковзання).

Розглянемо це на прикладі череслового ножа. Рухаючись у ґрунті в напрямку швидкості v (рис. 1.10), він переміститься із положен-

ня I в положення II . При цьому часточка m ґрунту, що дотикається до точки леза A_1 , під дією сили R переміститься в напрямку її дії до його руйнування в положення A_3 . Шлях A_1A_3 є абсолютним переміщенням часточки m . Водночас точка леза A_1 займе положення A_2 . Відрізок A_2A_3 буде шляхом ковзання часточки m відносно леза ножа.

Відношення шляху ковзання до абсолютного шляху часточки m ґрунту називають коефіцієнтом ковзання

$$\varepsilon = A_2A_3 / A_1A_3.$$

Застосовуючи рис. 1.10 і теорему синусів, згідно з якою сторони трикутників пропорційні синусам протилежних кутів, дістанемо

$$A_2A_3 / \sin(\xi - \varphi) = A_1A_2 / \sin(\pi/2 - \xi).$$

Звідси

$$\varepsilon = \sin(\xi - \varphi) / \sin(\pi/2 - \xi),$$

або

$$\varepsilon = \sin(\xi - \varphi) / \cos \xi. \quad (1.10)$$

Як впливає із залежності (1.10), при $\xi = \varphi$ коефіцієнт ковзання $\varepsilon = 0$, а при $\xi = \pi/2$ він прямуватиме до нескінченності.

Із рис. 1.10 видно, що для забезпечення різання із ковзанням кут установлення череслового ножа до горизонту має бути $\alpha < \pi/2 - \varphi$.

Сила опору різанню. Різання ґрунту лезом OO (рис. 1.11) за умови, що напрямок руху ножа збігається з напрямком нормалі до леза ($\xi = 0$), відбуватиметься тоді, коли нормальна сила N_0 , що діє на ґрунт, створить у ньому напругу зминання, яка дорівнює його граничній міцності, яку можна виразити силою R . Тобто $N_0 = R$, а дотична сила $T = 0$.

Розглянемо випадок, коли лезо ножа відхилено від напрямку руху на кут $\xi_1 < \varphi$. Розклавши діючу силу, що спричинює різання ґрунту N_0 , на нормаль до леза і дотичну, матимемо нормальну N_1 і дотичну T_1 сили. Розглянемо також випадки, коли лезо відхилене на кути ξ_2 і ξ_3 (у межах $0 < \xi < \varphi$). Для цих кутів матимемо відповідно складові сили N_2, T_2 і N_3, T_3 . Із рис. 1.11 видно, що зі збільшенням

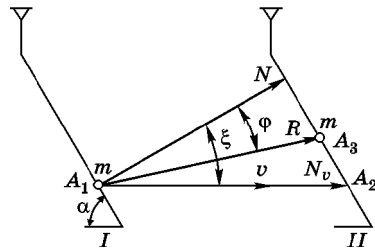


Рис. 1.10. Схема різання із ковзанням чересловим ножом

кута ξ відхилення леза нормальна сила N зменшується, а дотична T зростає. Цей процес відбуватиметься доти, доки кут ξ не досягне значення кута φ . При $\xi = \varphi$ сила T набуде максимального значення сили тертя F_{\max} , тобто $T_{\max} = F_{\max} = N \operatorname{tg} \varphi$. При подальшому збільшенні кута ξ здійснюватиметься різання із ковзанням.

Як показують досліди, під час різання із ковзанням зі збільшенням кута ξ потрібна менша сила R , тобто менший тиск, ніж при різанні без ковзання.

Під час різання із поздовжнім переміщенням без ковзання також потрібна менша сила, ніж при рубачому різанні. Таке зменшення сили опору різанню пов'язане як із кінематичними (геометричними), так і з технологічними чинниками.

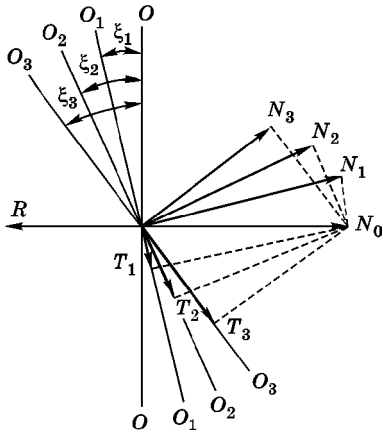


Рис. 1.11. Зміна сил N і T залежно від кута

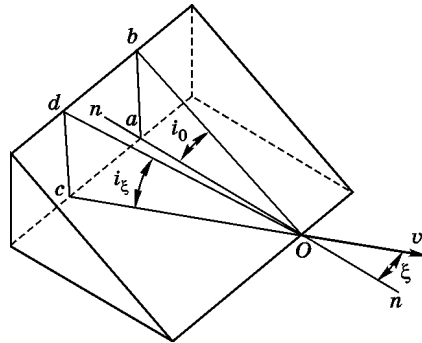


Рис. 1.12. Схема до пояснення процесу кінематичної трансформації

Академік В.П. Горячкін вважав, що однією з причин зменшення сили опору різанню під кутом є зменшення (кінематична трансформація) дійсного значення кута різання зі збільшенням кута ξ між напрямком швидкості і нормаллю до леза. Це видно із рис. 1.12. Під час руху леза в напрямку швидкості v дійсний кут різання ножа i_{ξ} буде меншим від геометричного кута i_0 , що лежить у площині aOb . Як бачимо із рис. 1.12, $ab = cd$, а

$$ab/aO = \operatorname{tgi}_0; \quad cd/cO = \operatorname{tgi}_{\xi}; \quad aO/cO = \cos \xi.$$

Після підстановки значень ab і cd матимемо

$$aO \operatorname{tgi}_0 = \frac{aO}{\cos \xi} \operatorname{tgi}_{\xi}.$$

Звідси

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} i_{\xi} &= \operatorname{tg} i_0 \cos \xi; \\ i_{\xi} &= \arctg(\operatorname{tg} i_0 \cos \xi). \end{aligned} \quad (1.11)$$

Із залежності (1.11) випливає, що зі збільшенням кута ξ кут заострення i_{ξ} в різальному перерізі зменшується, тобто лезо стає більш заостреним.

Академік В.О. Желіговський зазначив ще дві причини зменшення опору різанню: 1) зменшення ширини потоку ґрунту, що приходить на одиницю довжини леза; 2) зменшення радіуса кривини заокругленого леза, що подібно до зменшення дійсного кута заострення леза.

Питома робота різання — це робота, що витрачається на одиницю площі розрізаного ґрунту. Вона призначена для енергетичного оцінювання процесу різання, а також для вибору встановлювальних параметрів робочих органів.

Виведемо формули для визначення питомої роботи різання на прикладі роботи череслового ножа. Нехай ніж (рис. 1.13) переміститься із положення *I* у положення *II* і пройде шлях h . При цьому витрачена робота A , виражена через силу R_1 , що діє в напрямку швидкості руху v , і довжину шляху h ножа:

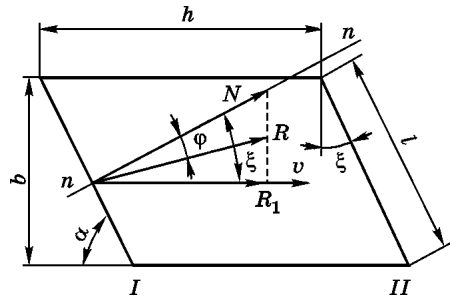


Рис. 1.13. Схема до визначення питомої роботи леза

$$A = R_1 h.$$

Виразивши R_1 через силу R , матимемо

$$A = Rh \cos(\xi - \varphi).$$

При переміщенні ножа із положення *I* у положення *II* площа різання S становитиме

$$S = bh.$$

Питома робота різання

$$E = A/S = \frac{Rh \cos(\xi - \varphi)}{bh},$$

або

$$E = \frac{R \cos(\xi - \varphi)}{b}. \quad (1.12)$$

Виразивши силу R через нормальну силу N ($R = N/\cos\varphi$) і b через довжину леза ($b = l \cos\xi$), матимемо

$$E = \frac{N \cos(\xi - \varphi)}{l \cos\xi \cos\varphi} = \frac{N \cos\xi \cos\varphi + \sin\xi \sin\varphi}{l \cos\xi \cos\varphi}.$$

Після перетворень і заміни $\operatorname{tg}\varphi$ на коефіцієнт тертя f отримаємо

$$E = N(1 + f \operatorname{tg}\xi)/l. \quad (1.13)$$

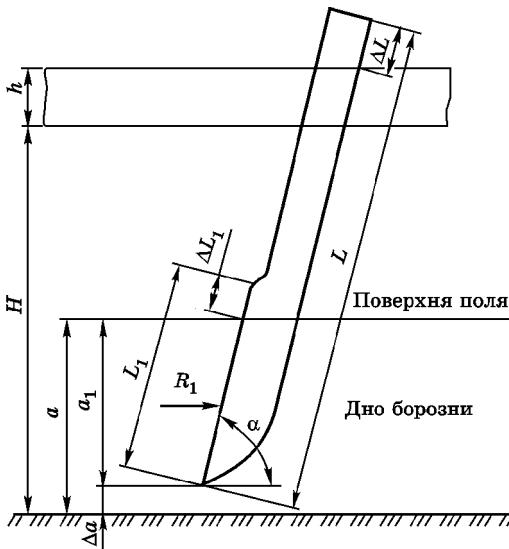
Питому роботу різання череслового ножа, встановленого до горизонту під кутом α , обчислюють, виразивши значення кута ξ через значення кута α , користуючись залежністю ($\xi = \pi/2 - \alpha$).

Розрахунок череслового ножа. Череслові ножі застосовують у кінних плугах і в тракторних спеціального призначення.

Загальну довжину L (рис. 1.14) череслового ножа визначають за формулою

$$L = \frac{H + h \pm \Delta a}{\sin\alpha} + \Delta L, \quad (1.14)$$

де H — висота нижньої полиці рами чи гряділя в місці кріплення



ножа над опорною поверхнею плуга, мм; h — висота вертикальної полиці рами чи гряділя, мм; Δa — недоріз скиби або заглиблення носка ножа нижче від опорної поверхні площини плуга в чагарникових плугах, мм; α — кут леза до горизонту ($65 \dots 75^\circ$); ΔL — запас довжини ручки ножа, мм.

Довжину леза L_1 ножа визначають за формулою:

$$L_1 = \frac{a \pm \Delta a}{\sin\alpha} + \Delta L_1, \quad (1.15)$$

де a — розрахункова глибина оранки, мм;

Рис. 1.14. Основні розміри череслового ножа

ΔL_1 — запас довжини леза на мікрорельєф поля і на опускання ножа при його спрацюванні, мм.

За дослідними даними В.С. Жегалова, для череслового ножа із спинкою завтовшки 10...17 мм розрахунковий питомий опір K_1 на 1 см глибини розрізу становить $K_1 = 50...90$ Н, а загальна сила опору R_1 на робочу частину ножа

$$R_1 = K_1 a_1,$$

де a_1 — глибина ходу ножа, см.

Прикладена сила R_1 перебуває на відстані $a_1/2$ (див. рис. 1.14).

Розрахунок дискового ножа. Дискові ножі застосовують переважно в тракторних плугах загального призначення.

Діаметр D дискового ножа (рис. 1.15) визначають за формулою

$$D = 2(a_2 + \Delta a_2) + d_0, \quad (1.16)$$

де a_2 — глибина ходу ножа для загальних умов роботи ($a_2 = 120...300$ мм) і для спеціальних залежить від розрахункової глибини оранки; Δa_2 — запас на мікрорельєф поля (15...20 мм); d_0 — діаметр фланця маточини ножа ($d_0 = 0,25D$).

Цим вимогам відповідає, наприклад, дисковий ніж діаметром 390 мм тракторних плугів загального призначення.

Товщина t диска має становити близько $0,01D$ (за даними Г.М. Синеокова).

Дисковий ніж повинен мати двобічне загострення леза для забезпечення стійкого ходу в горизонтальній площині. Кут загострення леза диска $i = 15...20^\circ$.

Основні параметри стандартного дискового ножа наведено на рис. 1.15. Провіт l має бути таким, щоб диск вільно обертався і запобігав забиванню, а також більшим від радіуса диска не менше ніж на 50 мм:

$$l \geq \frac{D}{2} + 50,$$

а розхил e вилок має становити не менш як 100 мм.

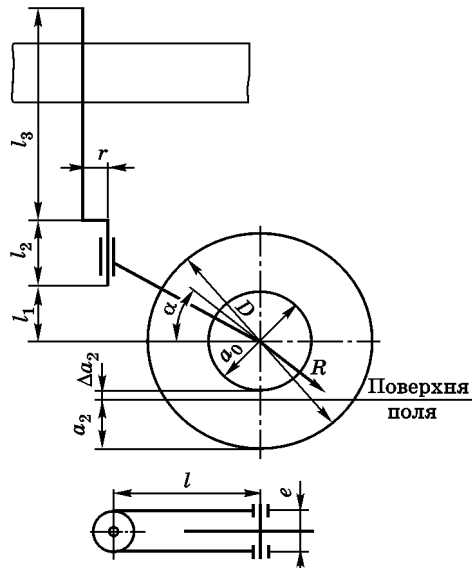


Рис. 1.15. Основні розміри дискового ножа

Просвіт l_1 має бути не менше ніж 50 мм, щоб уникнути загірбан-ня рослинних решток. Довжина l_3 верхньої частини стояка повинна мати необхідний запас, якщо плуг працює на малій глибині, а довжина l_2 нижньої частини стояка бути мінімально можливою (із умо-ви міцності). Коліно слід зігнути під кутом 90° . Його радіус r має становити не менш як 70 мм для встановлення ножа відносно плуж-ного корпусу чи передплужника, беручи до уваги місце розміщення його на рамі плуга.

За дослідями професора Г.М. Синеокова, рівнодійна сила опору R на диск ножа проходить через вісь диска під кутом до горизонту $\alpha \approx 50^\circ$. Чим більший діаметр диска, тим більшим буде кут α . Опір дис-кового ножа із дисками стандартних розмірів ($D = 390$ мм, $t = 4$ мм) різним ґрунтам наведено в табл. 1.4.

Таблиця 1.4. Опір дискового ножа із дисками стандартних розмірів різним ґрунтам

Питомий опір ґрунту при оранці, кПа	R_x , Н	R_y , Н
40	700...900	$R_y = R_x \dots 1,3R_x$
50	1200...1500	$R_y = R_x \dots 1,3R_x$
80	1800...2200	$R_y = R_x \dots 1,3R_x$

1.2.3. Плужні корпуси та взаємодія клину з ґрунтом

Плужний корпус виконує основні операції оранки — підрізує скибу знизу, кришить, розпушує і обертає її. Робочими органами корпусу є леміш і полиця, які кріпляться безпосередньо до стовби чи башмака, що кріпиться до стовби. До стовби чи башмака кріпиться також польова дошка, яка є допоміжною частиною плужного корпусу, що забезпечує його стійке положення.

Леміш і полиця утворюють робочу поверхню корпусу, обмежену з боку незораного поля польовим обрізом, з боку зораного (борозни) — борозенним, а зверху — верхнім. Леміш підрізує скибу знизу і разом із полицею польовим обрізом відокремлює від незораного поля. Переміщуючись по робочій поверхні, скиба кришиться, розпушується і обертається. Ступінь кришіння, розпушування й обертання залежить від геометрії робочої поверхні, а також від фізико-механічних властивостей ґрунту, задернілості та вологості.

Різновиди корпусів. Велика різноманітність ґрунтів зумовила створення різних конструкцій плужних корпусів. Найпоширенішими є корпуси, зображені на рис. 1.16.

Культурні корпуси (рис. 1.16, а) застосовують для оранки старор-них ґрунтів. Вони добре подрібнюють і розпушують, проте недо-статньо перевертають скибу, тому їх використовують разом з перед-плужниками.

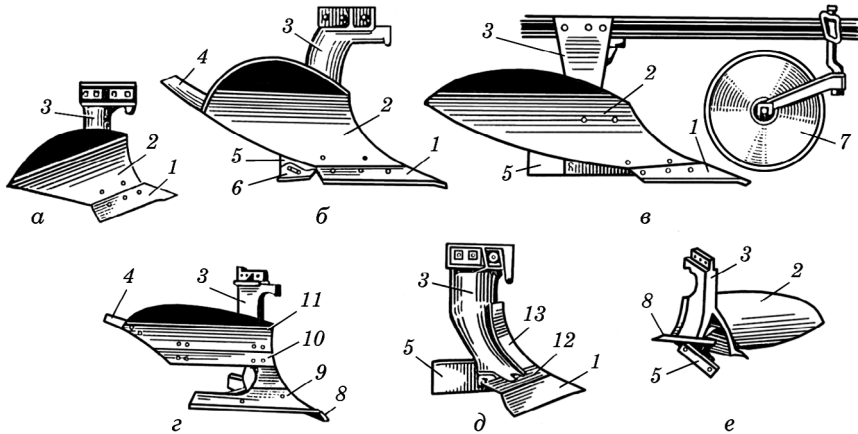


Рис. 1.16. Різновиди лемішно-полицевих корпусів:

a — культурний; *б* — напівгвинтовий; *в* — гвинтовий; *г* — вирізний; *д* — безполицевий; *е* — із висувним долотом; 1 — леміш; 2 — полиця; 3 — стовба; 4 — перо; 5 — польова дошка; 6 — п'ятка; 7 — дисковий ніж; 8 — долото; 9 — нижній леміш; 10 — верхній леміш; 11 — вирізна полиця; 12 — розширювач; 13 — щиток

Напівгвинтові корпуси (рис. 1.16, б) встановлюють на чагарниково-болотних плугах, а також на зміцнених плугах загального призначення для обробітку задернілих староорних ґрунтів. Вони краще обертають скибу, ніж культурні, але гірше кришать і розпушують її.

Гвинтові корпуси (рис. 1.16, в) призначені для обробітку зв'язних, дуже задернілих ґрунтів. Вони добре обертають скибу. Їх використовують в поєднанні з дисковими ножами 7.

Вирізні корпуси (рис. 1.16, г) застосовують для оранки підзолистих ґрунтів з одночасним поглибленням орного шару на 4...5 см. Корпус обладнано двома лемешами і полицею. Він розділяє скибу на дві частини. Нижню частину скиби підрізує нижній леміш 9, унаслідок чого вона кришиться, розпушується, проходить через виріз між лемешами і падає на дно борозни без обертання. Верхня частина скиби, підрізана верхнім лемешем 10, спрямовується на полицю 11, кришиться, розпушується, обертається і падає на нижню розпушену частину скиби.

Безполицеві корпуси (рис. 1.16, д) призначені для кришіння і розпушування без обертання скиби. Леміш корпусу підрізує скибу, частково кришить, розпушує і направляє її на розширювач 12, який забезпечує подальше кришіння і розпушування. Після цього скиба падає на дно борозни і від удару додатково кришиться і розпушується.

ся. Щиток 13 захищає стовбу від спрацювання і сприяє відокремленню скиби від неораного поля.

Корпус із висувним долотом (рис. 1.16, е) призначений для оранки твердих глинистих ґрунтів, засмічених камінням. Долото 8 прикріплене до носка лемеша і виступає вперед за його лезо на 20...30 мм. Воно виконує роль носка лемеша, забезпечує достатнє заглиблення корпусу і запобігає поломкам лемеша при зіткненні з камінням.

Різновиди клинів. Академік В.П. Горячкін вважав, що незважаючи на велику різноманітність сільськогосподарських машин і знарядь, форма поверхні робочих органів для обробітку ґрунту зводиться до клина. Отже, можна вважати, що леміш, полиця та інші робочі органи ґрунтообробних машин і знарядь діють на ґрунт як клин.

За геометричною формою поверхні клини поділяють на плоскі (ножі, лемеші плужних корпусів, лапи культиваторів, зуби борін) і криволінійні (полиці плужних корпусів і підгортачів, сферичні диски та ін.); за установленням до напрямку руху — на прямі (лобове різання) і косі; за кількістю граней, що беруть участь у робочому процесі, — на одно-, дво- і тригранні.

Плоский одногранний клин має лише одну робочу поверхню AB (рис. 1.17, а), грань AC у роботі участі не бере. Такий клин не має опорної грані. Під час роботи лезо швидко спрацьовується і з'являється опорна поверхня (рис. 1.17, б), унаслідок чого одногранний клин перетворюється на двогранний. Отже, можна вважати, що одногранного клина як такого не існує.

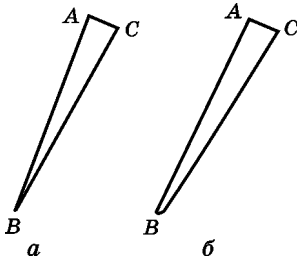


Рис. 1.17. Плоский клин:
а — одногранний; б — дво-
гранний

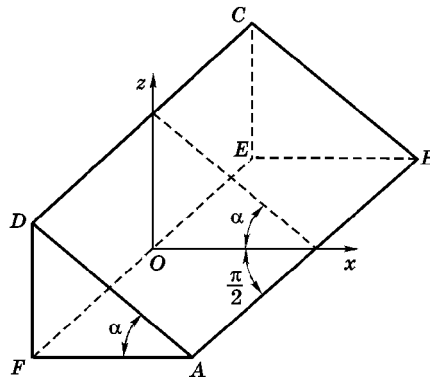


Рис. 1.18. Двогранний клин

Двогранний клин (рис. 1.18) крім робочої грані $ABCD$ має також опорну грань $ABEF$ з кутом між ними α . Задня грань $CEFD$ у робочому процесі участі не бере. Лезо AB клина до напрямку руху по

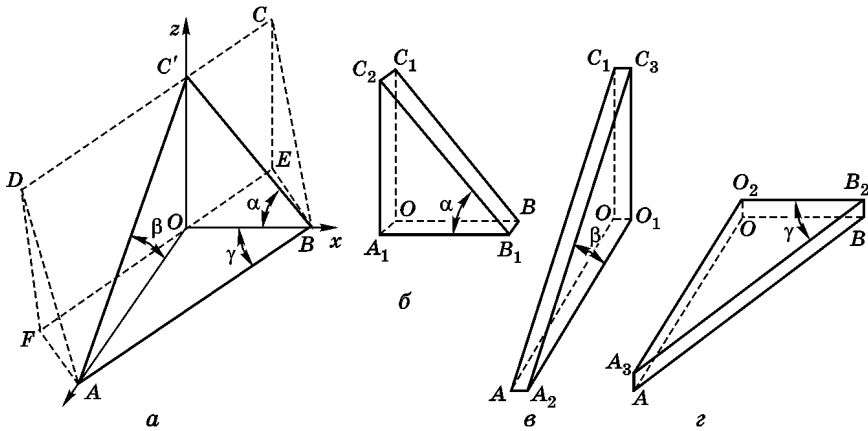


Рис. 1.19. Перетворення двогранного клина на тригранний:

a — тригранний (косий) клин; *б* — елементарний двогранний клин з кутом α ;
в — те саме, з кутом β ; *г* — те саме, з кутом γ

осі x установлене під кутом $\pi/2$. Такі клини застосовують у розпушувальних лапах, ножах екскаваторів, бульдозерів та ін.

Якщо двогранний клин повернути навколо осі z (рис. 1.19, *a*) і поставити лезом до напрямку руху по осі x з меншим кутом ніж $\pi/2$ і обмежити площинами xOz , xOy і yOz , то отримаємо тригранний (косий) клин $ABC'O$. Його характеризують кути α , β , γ . Поверхня ABC' буде робочою, а поверхні ABO і $BC'O$ — опорними.

У тригранному клині можна умовно виокремити елементарні прямі плоскі двогранні клини, які по-різному діють на скибу під час роботи такого клина.

Елементарний плоский клин $BB_1C_2C_1OA_1$ (рис. 1.19, *б*) отримаємо при вирізі із тригранного клина двома паралельними площинами до площини xOz . З певним припущенням можна вважати, що ребро BB_1 перпендикулярне до напрямку руху (напрямку осі x). Грань $BB_1C_2C_1$ буде робочою поверхнею, а ребро BB_1 — лезом. Під час руху цього клина лезо підрізатиме елементарну скибу ґрунту, а робоча поверхня $BB_1C_2C_1$ підніматиме, кришитиме і розпушуватиме. Основною характеристикою цього клина буде кут α , розміщений у поздовжньо-вертикальній площині.

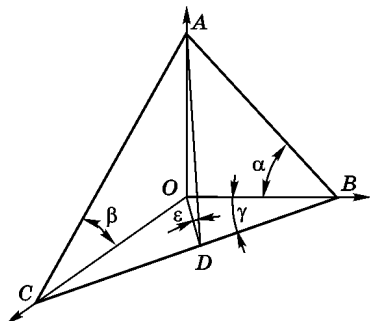
Елементарний плоский клин $A_2AC_1C_3O_1O$ (рис. 1.19, *в*) отримаємо при вирізі із тригранного клина двома паралельними площинами до площини yOz . Робочою поверхнею є грань $AA_2C_3C_1$, а опорною — AA_2O_1O . Робоча грань нахиле скибу в перпендикулярному напрямку до руху клина (в напрямку осі x). Основною характерис-

тикою такого клина є кут β . Чим він більший, тим більший поворот скиби.

Елементарний плоский клин $A_3ABB_2O_2O$ (рис. 1.19, з) отримаємо при вирізі із тригранного клина двома паралельними площинами до площини xOy . Робочою поверхнею цього клина є грань AA_3B_2B , а опорною — BB_2O_2O . Ребро BB_2 відрізує скибу в поздовжньо-вертикальній площині. Під дією робочої поверхні AA_3B_2B скиба зміщується вбік, одночасно кришиться і розпушується. Цей клин характеризується кутом γ , розміщеним у горизонтальній площині. Клин з кутом γ діє на скибу так само, як і клин з кутом α , але в іншій площині.

Отже, дія елементарних плоских двограних клинів показує, що тригранний клин поєднує дію трьох елементарних клинів, тому саме він є основою робочої поверхні плужного корпусу.

Взаємозв'язок між параметрами тригранного клина. Технологічні властивості тригранного клина характеризують кути α , β і γ . Крім цих кутів введемо кут ε нахилу робочої поверхні клина до горизонту.



Із рис. 1.20 видно, що

$$OA = OB \operatorname{tg} \alpha;$$

$$OA = OC \operatorname{tg} \beta.$$

Тоді

$$OB \operatorname{tg} \alpha = OC \operatorname{tg} \beta.$$

Водночас

$$OC = OB \operatorname{tg} \gamma.$$

Рис. 1.20. 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 горизонту

Підставивши значення OC , отримаємо

$$OB \operatorname{tg} \alpha = OB \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \beta,$$

звідки

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \beta. \quad (1.17)$$

Отже, у тригранному клині вільно можна змінювати лише два кути, а третій визначають за значеннями цих двох кутів.

Крім трьох основних параметрів α , β і γ використовують кут ε нахилу робочої поверхні клина до горизонту. Як бачимо з рис. 1.20,

$$OA = OD \operatorname{tg} \varepsilon;$$

$$OD = OB \sin \gamma.$$

Підставивши значення OD , матимемо

$$OA = OB \operatorname{tg} \epsilon \sin \gamma.$$

Водночас

$$OA = OB \operatorname{tg} \alpha.$$

Прирівнявши праві частини значень OA , дістанемо

$$OB \operatorname{tg} \alpha = OB \operatorname{tg} \epsilon \sin \gamma.$$

Звідси

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \epsilon \sin \gamma. \quad (1.18)$$

Вилучивши кут α , запишемо

$$\operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \epsilon \sin \gamma.$$

Звідси

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \epsilon \cos \gamma. \quad (1.19)$$

Отримані залежності доводять, що за двома заданими кутами можна визначити також два інші.

На характер деформації ґрунту впливає кут установлення поверхні клина до горизонту і до поздовжньо-вертикальної площини. Значною мірою характер деформації ґрунту залежить від його фізико-механічних властивостей і стану.

Взаємодія клина з ґрунтом. Дію клина на ґрунт можна звести до руйнування ґрунтової скиби та її переміщення. Залежно від механічного складу ґрунту, його фізико-механічних властивостей, вологості, а також параметрів клина, скиба руйнується по-різному.

Розглянемо процес руйнування спілого ґрунту двограним клином з кутом α , який можна умовно поділити на чотири стадії.

Перша стадія — початкове зминання скиби у певному об'ємі (рис. 1.21, а). Зминання супроводжується ущільненням і зростанням опору ґрунту. Повітря і вода, що є в капілярах і проміжках між грудочками, частково переходять у затиснений стан.

Друга стадія — подальше стиснення ґрунту і затисненого повітря й води та накопичення в ньому потенціальної енергії через збільшення стиснення (рис. 1.21, б). Часточки ґрунту разом із затисненим повітрям і водою переміщуються в напрямку, перпендикулярному до поверхні клина з відхиленням на кут тертя ґрунту об клин.

Третя стадія — стиснення ґрунту до граничного стану, який зумовлений його міцністю. При цьому настає момент сколювання брили від загальної скиби (рис. 1.21, в) під кутом ψ до напрямку руху клина.

Четверта стадія — відбувається зміщення (рис. 1.21, г) сколеної брили під кутом ψ , розширення затисненого повітря і перехід потенціальної енергії в роботу руйнування зв'язків між окремими грудками і часточками ґрунту, тобто кришіння і розпушування.

Різкого розмежування між цими стадіями немає. Одна стадія переходить в іншу поступово, у зазначеному порядку. При подальшому руху клина процес повторюється.

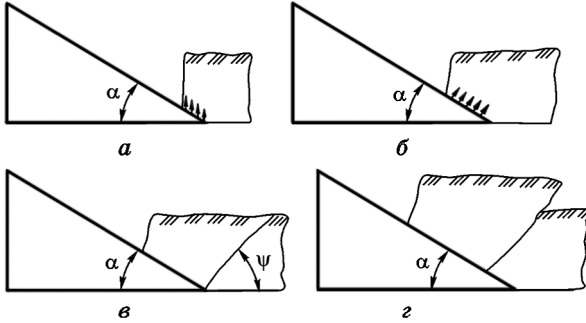


Рис. 1.21. Деформація скиби двограним клином

Вплив кута установлення робочої грані на роботу клина.

Особливість руйнівної дії клина на матеріал (скибу) полягає у тому, що прикладаючи до нього невелику силу, можна розвивати великі нормальні сили тиску його граней на матеріал (скибу).

Розглянемо дію клина, що має дві робочі грані з кутом між ними 2α (рис. 1.22), до якого прикладено силу P . Розкладемо цю силу на дві нормальні сили N до граней, які приводять до розклинювання матеріалу (скиби).

Із рис. 1.22 видно, що

$$N = \frac{P}{\sin\alpha}.$$

Неважко підрахувати, що, наприклад, при $\alpha = 15^\circ$ $N = 4P$. Це підтверджує ефективність дії клина для руйнування матеріалу.

Під час розклинювання ґрунтової скиби одні шари зминаються, інші згинаються чи розриваються, внаслідок чого скиба руйнується від певного напруження. Перевага того чи іншого виду деформації залежить як від типу, стану і властивостей ґрунту, так і від кута α .

Розглянемо дію клина ABC (рис. 1.23), зануреного в ґрунт, який рухається зліва направо і має одну робочу грань. Нормальну силу N , що діє на часточку ґрунту m з боку робочої грані клина, розкладемо на складову N_v , що діє в напрямку руху клина v , та складову N_T , що діє вздовж робочої грані AB . Крім сили N на часточку

ґрунту m діє також сила тертя F . Разом ці сили дають результуючу силу R , яка відхилена від нормалі на кут тертя φ .

Під дією цих сил ґрунт може ковзати по робочій поверхні клина (робочого органа) або переміщуватися разом із робочою поверхнею, скучуючись на ній. Це залежить від кута α . Очевидно, що ковзання часточки ґрунту m відбуватиметься тоді, коли дотична складова нормального тиску N_T буде більшою за максимальну силу тертя F , тобто

$$N_T > F.$$

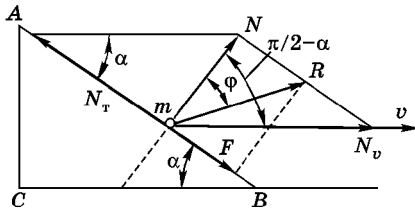


Рис. 1.23. Сили, що діють на часточку ґрунту, яка дотикається до клина

Як бачимо з рис. 1.23,

$$N_T = N \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right),$$

а сила тертя

$$F = N \operatorname{tg}\varphi.$$

Підставивши у співвідношення між N_T і F їхні значення, отримаємо

$$N \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) > N \operatorname{tg}\varphi,$$

звідки

$$\frac{\pi}{2} - \alpha > \varphi,$$

або

$$\alpha < \frac{\pi}{2} - \varphi. \quad (1.20)$$

Ця залежність показує, що ковзання ґрунту по поверхні клина залежить від кута α нахилу його робочої поверхні до горизонту. Поздовжнє ковзання ґрунту по робочій поверхні клина відбуватиметься тоді, коли кут α нахилу її до горизонту не перевищуватиме кута

$\frac{\pi}{2} - \varphi$ за умови, що кут тертя φ є сталим. Якщо кут нахилу робочої поверхні клина більший, ніж кут $\frac{\pi}{2} - \varphi$, то часточка ґрунту не ковзатиметься по робочій поверхні клина, а переміщуватиметься разом з клином у напрямку швидкості v руху клина лише під дією сили N_v , оскільки сили N_T і F взаємно зрівноважуються. Клин штовхатиме всю масу ґрунту, що є перед ним, унаслідок чого ґрунт перед клином скупчуватиметься.

Кут $\frac{\pi}{2} - \alpha$ між нормаллю N до робочої поверхні й напрямком швидкості v руху як важливий параметр робочого органа будь-якої ґрунтообробної машини чи знаряддя позначають символом ξ . Тоді поздовжнє ковзання ґрунту по робочій поверхні клина відбуватиметься за умови

$$\xi > \varphi.$$

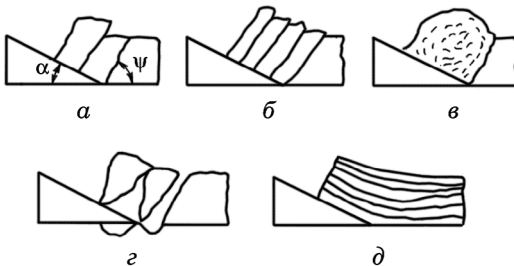
Якщо $\xi < \varphi$, то ґрунт по робочій поверхні клина не ковзатиметься.

Отже, на ковзання ґрунту впливає кут тертя φ ґрунту об робочу поверхню клина (робочого органа).

Характер деформації ґрунту клином значною мірою залежить від його механічного складу, вологості, задернілості та інших фізико-механічних властивостей.

Так, середній за фізико-механічними властивостями і за оптимальної вологості ґрунт сколюється під певним кутом ψ (рис. 1.24, а) до напрямку руху клина, утворюючи трапецієподібні брили. У разі зменшення глибини ходу клина брили мають менший розмір, але форма залишається такою самою (рис. 1.24, б).

Якщо клин діє на легкий ґрунт з великим вмістом піску, а кут α підйому великий, то перед клином ґрунт скупчується (рис. 1.24, в).



Під час дії клина на сухі важкі ґрунти скиба розколюється на брили неправильної форми і утворюється нерівне дно борозни (рис. 1.24, з).

У разі дії клина в зв'язному задернілому ґрунті в горизонтальній площині від загальної маси відривається стрічка ґрунту, яка загинається на робочу поверхню клина (рис. 1.24, д).

Рис. 1.24. Характер деформації ґрунту залежно від механічного складу та стану

Процес деформації ґрунту залежить також від параметрів клина.

Вплив геометричної форми робочої поверхні на деформацію ґрунту. Робочі поверхні бувають плоскі, випуклі та вгнуті. Очевидно, що кожна поверхня при переміщенні її в ґрунті діятиме по-різному. Необхідною умовою роботи робочої поверхні лемеша і полиці є ковзання ґрунту по поверхні. При ковзанні ґрунту по робочій поверхні нормальний тиск визначає силу тертя. Сумарну силу нормального тиску і сили тертя можна зобразити силою R (рис. 1.25), яка відхилена від нормалі до робочої поверхні на кут тертя φ у протилежний бік руху скиби.

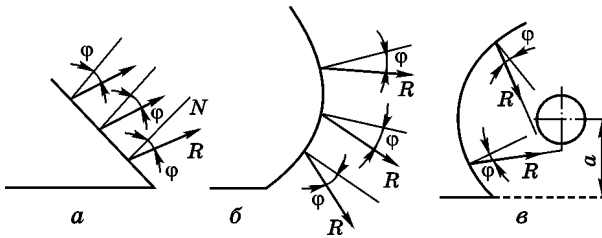


Рис. 1.25. Характер силової дії на скибу різними робочими поверхнями:

a — плоскою; *б* — випуклою; *в* — вгнутою

Для плоскої робочої поверхні (рис. 1.25, *a*) сили тиску R на скибу діють паралельно між собою і спрямовані паралельно вгору.

Для випуклої поверхні (рис. 1.25, *б*) сили R , що діють на скибу, зумовлюють елементарні сили тиску на скибу, які розходяться в різні боки. Це засвідчує, що ні плоскі, ні випуклі робочі поверхні при їхній дії на скибу не здатні сконцентрувати тиск у певній обмеженій частині скиби і забезпечити інтенсивне кришіння і розпушування ґрунту. Вони можуть лише переміщати або обертати скибу.

Дія вгнутої поверхні (рис. 1.25, *в*) на скибу приводить до того, що елементарні сили концентруються в обмеженій частині скиби, а це спричинює кришіння і розпушування ґрунту. При цьому істотне значення має характер зміни кривини поверхні. Якщо кривина поверхні по висоті залишається сталою, то скиба деформується на початку поверхні, а при подальшому руху по поверхні вона переміщується без зміни, тобто без подальшої деформації. Найсприятливіші умови для кришіння і розпушування скиби досягаються при переміщенні скиби по робочій поверхні зі змінною кривиною. Такі властивості мають парабола та еліпс.

1.2.4. Теоретичні основи побудови лемішно-полицевої поверхні плужного корпусу

Розвиток поверхні плоского клина в криволінійну поверхню. Плоский дво- чи тригранний клин деформує скибу лише при підрізуванні й підніманні її на робочу поверхню клина. Надалі скиба переміщується по робочій поверхні клина без деформації. Інтенсивнішої деформації можна досягти тоді, коли скиба при переміщенні вгору потрапляє на робочу поверхню, встановлену під більшим кутом до горизонту.

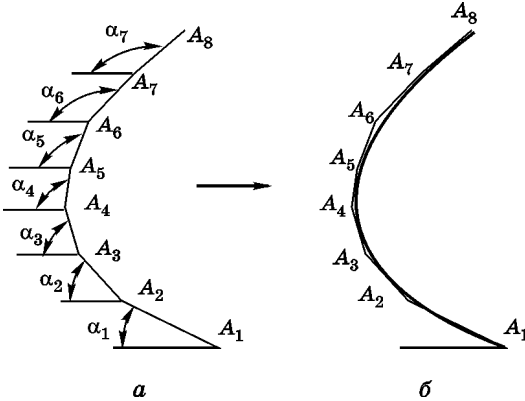


Рис. 1.26. Розвиток простого плоского клина в криволінійну поверхню:

a — утворення багатогранної поверхні; *б* — побудова криволінійної поверхні

висоті зазнаватиме деформівної дії. Якщо цю поверхню зобразити плавною криволінійною лінією (рис. 1.26, *б*), то отримаємо клин із вгнутою робочою поверхнею, який по всій висоті піддаватиме скибу деформівній дії.

Розглянемо розвиток плоского тригранного клина в криволінійну поверхню. Як відомо, із трьох характерних кутів α , β і γ тригранного клина, маючи значення двох, легко визначити значення третього.

Якщо робочу грань ABC (рис. 1.27, *a*) плоского тригранного клина, який установлений під кутом α_1 у поздовжньо-вертикальній площині і під кутом β_1 — у поперечно-вертикальній площині, на певній висоті переріжемо робочою гранню $A_1B_1C_1$, для якої $\alpha_2 > \alpha_1$ і $\beta_2 > \beta_1$, то отримаємо робочу поверхню BB_1C_1C . Якщо грань $A_1B_1C_1$ переріжемо на невеликій висоті гранню $A_2B_2C_2$, для якої $\alpha_3 > \alpha_2$ і $\beta_3 > \beta_2$, то отримаємо робочу поверхню $B_1B_2C_2C_1$. Якщо грань $A_2B_2C_2$ переріжемо гранню $A_3B_3C_3$, для якої $\alpha_4 > \alpha_3$ і $\beta_4 > \beta_3$, то

на робочу поверхню, встановлену під більшим кутом до горизонту.

Розглянемо процес, коли скиба при переході із робочої поверхні A_1A_2 (рис. 1.26, *a*) плоского двогранного клина, встановленого під кутом α_1 , потрапляє на поверхню A_2A_3 , яка встановлена під кутом $\alpha_2 > \alpha_1$, потім на поверхню A_3A_4 , встановлену під кутом $\alpha_3 > \alpha_2$ і т.д. Очевидно, що скиба, переміщуючись по таких поверхнях, по всій

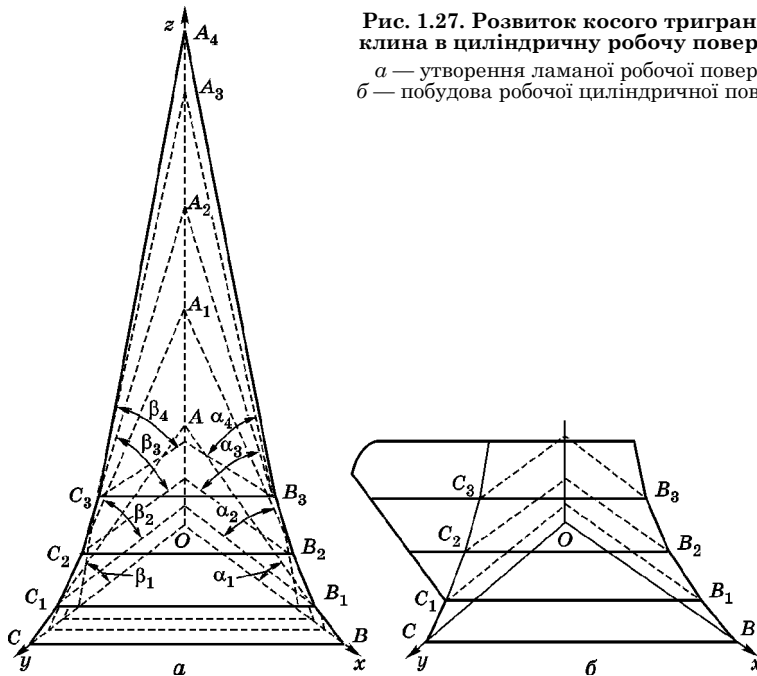


Рис. 1.27. Розвиток косою тригранного клина в циліндричну робочу поверхню:
 а — утворення ламаної робочої поверхні;
 б — побудова робочої циліндричної поверхні

отримаємо робочу поверхню $B_2B_3C_3C_2$. Так само можна площину $A_3B_3C_3$ перерізати гранню із більшими кутами α, β і т. д.

У результаті цього одержимо ламану робочу поверхню, яка складається з плоских робочих граней зі збільшеними кутами $\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$ і $\beta_1 < \beta_2 < \beta_3$. Якщо лінії $CC_1C_2C_3$ і $BB_1B_2B_3$ зобразимо плавними кривими, а відрізки $CB, C_1B_1, C_2B_2, C_3B_3$ вважатимемо твірними, то отримаємо криволінійну робочу поверхню (рис. 1.27, б), тобто поверхню, утворену при переміщенні твірної паралельно площині xOy за двома напрямними кривими. Така робоча поверхня має деформівну дію на скибу, що перебуває на ній.

Отримана таким чином лінійна поверхня, може бути робочою поверхнею плужного корпусу (лемеша і полиці). Для такої поверхні важливим є те, що вона задовольняє одну з вимог до робочої поверхні плужного корпусу — вимогу лінійності, тобто на ній можна вкласти пряму лінію. Лінійні робочі поверхні менше залипають і їх легше виготовляти.

На плугах загального призначення найчастіше застосовують циліндроїдальні поверхні, а на плугах для оранки зв'язних ґрунтів — поверхні, подібні до коноїда, гіперболічного параболоїда чи гелікоїда.

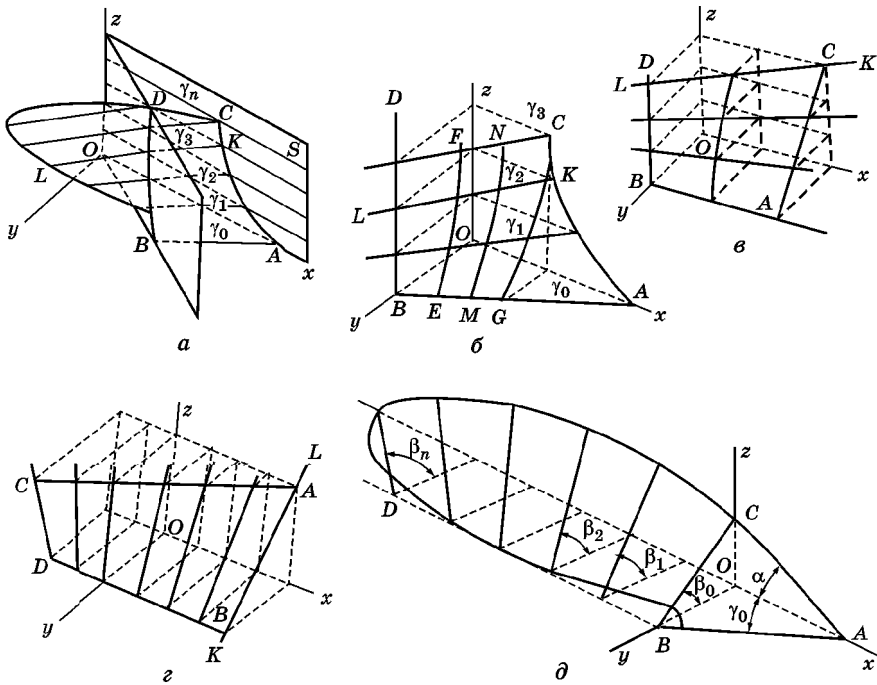


Рис. 1.28. Схеми утворення робочих поверхень різного типу:

a — циліндроїд; *б* — коноїд; *в* — гіперболічний параболоїд із вертикальною напрямною *BD*; *г* — гіперболічний параболоїд із горизонтальною напрямною *BD*; *д* — гвинтова поверхня

Циліндроїдальна поверхня утворюється переміщенням твірної *LK* (рис. 1.28, *a*) по напрямній *AC*, залишаючись паралельною горизонтальній площині *xOy*, за умови, що кут γ її до поздовжньо-вертикальної площини в міру її піднімання змінюється. Якщо кут γ із переміщенням твірної залишається сталим, то утворена таким чином поверхня буде циліндричною.

Коноїд є різновидом гвинтової поверхні, яка утворюється при переміщенні твірної *LK* по кривій напрямній *AC* (рис. 1.28, *б*), розміщеній у площині *xOz*, і по прямій напрямній *BD*, розміщеній у площині *yOz*. Характерно, що лінії її перетину *EF*, *MN*, *GC* поперечно-вертикальними площинами є кривими лініями.

Гіперболічний параболоїд є просторовою циліндроїдальною поверхнею, що утворюється при переміщенні твірної *LK* (рис. 1.28, *в*) по двох прямих непаралельних напрямних *AC* і *BD*. Пряма *AC* розміщена у поперечно-вертикальній площині, а *BD* — у площині *yOz*.

Твірна LK під час переміщення залишається у горизонтальному положенні. Характерним для цієї поверхні те, що вона може бути утворена, якщо твірні AB і LK взяти за напрямні, а напрямну AC — за твірну (рис. 1.28, ε), яка лежить у горизонтальній площині, а напрямна BD — у площині xOy . Твірна LK при переміщенні залишається паралельною площині yOz .

Гелікоїд відрізняється від гіперболічного параболоїда тим, що в нього одна із напрямних є гвинтовою лінією AC (рис. 1.28, δ), а друга напрямна BD розміщена в площині xOy . Твірна BC залишається паралельною площині yOz .

Академік В.П. Горячкін, який досліджував плужні полиці, дійшов висновку, що циліндроїд у загальному вигляді дуже подібний до полиць сучасних плугів, при цьому серед них рідко трапляється чистий циліндр, а ще рідше — коноїд.

Основи побудови лемішно-полицевої поверхні. На плужних корпусах сучасних плугів застосовують циліндроїдальні робочі поверхні. Залежно від характеру зміни параметрів α , β і γ розрізняють циліндричні, культурні, напівгвинтові і гвинтові робочі поверхні.

Розглянемо побудову циліндроїдальної робочої поверхні плужного корпусу на прикладі культурного і напівгвинтового корпусів.

Найвідомішими методами побудови циліндроїдальних поверхонь є методи професорів М.В. Сладкова і М.В. Щучкіна. Метод професора М.В. Сладкова ґрунтується на руху прямої твірної паралельно площині дна борозни по двох напрямних кривих. Одна з них лежить у площині польового обрізу корпусу, а інша — у паралельній їй площині і проходить через кінець лемеша. Професор М.В. Щучкін розробив метод побудови робочої поверхні культурного і напівгвинтового типу, користуючись однією напрямною, яка лежить у площині, перпендикулярній до леза лемеша і зміною кута γ твірної зі стінкою борозни.

Нині найпоширенішим є метод професора М.В. Щучкіна. Розглянемо цей метод, згідно з яким будують дві проекції робочої поверхні плужного корпусу — поперечно-вертикальну (контур корпусу) і горизонтальну.

Побудова поперечно-вертикальної проекції лемішно-полицевої поверхні (контур корпусу) однакова як культурної, так і напівгвинтової. Проекції будують на вертикальну площину, перпендикулярну до напрямку руху плуга.

Частини контуру плужного корпусу мають такі назви (рис. 1.29): AF — лезо лемеша; AB — польовий обріз; BC — верхній обріз; CD — крило полиці; DEF — борозенний обріз; EG — стик лемеша і полиці.

Побудову виконуємо у такому порядку. У вибраному масштабі від точки A (рис. 1.30) відкладаємо глибину оранки a , ширину захвату одного корпусу b і ширину захвату лемеша b_1 , причому

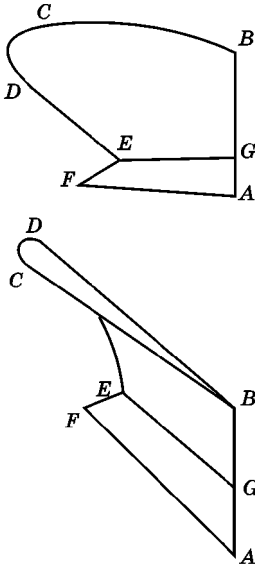


Рис. 1.29. Контур плужного корпусу

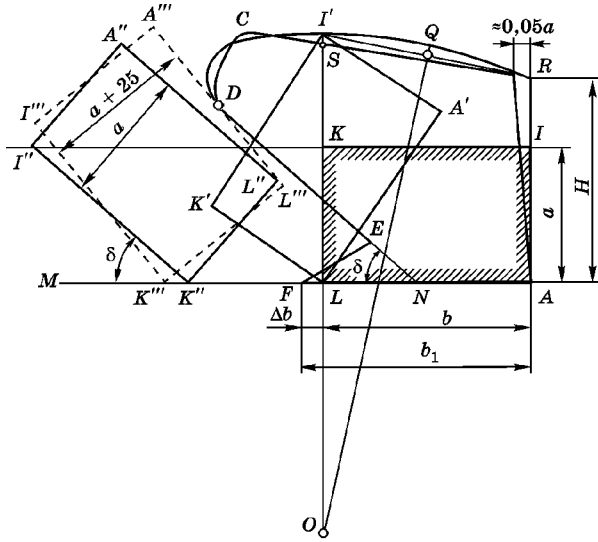


Рис. 1.30. Побудова контуру плужного корпусу

$$b_1 = b + \Delta b.$$

де $\Delta b = 25 \dots 30$ — перекриття між корпусами, мм.

За розмірами a і b будуюмо переріз скиби $AIKL$, проміжне положення цієї скиби $A'I'K'L'$ при її обертанні і кінцеве $A''I''K''L''$. Кінцеве положення скиби буде тоді, коли точка I'' лежатиме на висоті a від лінії леза лемеша.

Щоб побудувати борозенний обріз полиці, подібним методом будуюмо положення обернутої скиби перерізом $(a + 25 \text{ мм}) \times b$. Побудова цієї скиби передбачає забезпечення обертання скиби трохи більшої товщини (на 2,5 см), ніж нормальна, а також запобігає задиранню борозенним обрізом полиці відвернутої скиби нормальних розмірів. Цю скибу $K''L''A''I''$ на рисунку показано штриховою лінією. Із точки D , яка ділить лінію $A''L''$ навпіл, проводимо лінію DN , паралельну $A''L''$ (тобто під кутом δ — кут нахилу обернутої скиби перерізом $a \times b$). Із кінця лемеша — точки F — під кутом 30° до дна борозни проводимо лінію FE до перетину з лінією DN у точці E . Одержана точка E визначає лінію стику лемеша з полицею. Положення стику надалі уточнюється. Отримана лінія DE і буде борозенним обрізом полиці.

Для побудови верхнього обрізу полиці від точки A відкладаємо висоту $H = b$ і отримуємо верхню точку R польового обрізу полиці.

Обрис верхнього обрізу полиці роблять криволінійним або прямолінійним. Криволінійний обрис більш раціональний, оскільки він краще відповідає траєкторії руху скиби. Для його побудови проводять лінію RI' , а із її середини — перпендикуляр до перетину в точці O з продовженням лінії IL . Радіусом $OR = OI'$ обрисовують верхній обріз. На крилі полиці верхній обріз сполучають з борозенним дугою довільного радіуса.

Польовий обріз полиці та лемеша виконують з певним нахилом від вертикалі у бік борозни. Верхня точка польового обрізу полиці відхиляється від вертикалі, проведеної з точки A , на 3...8 мм залежно від розмірів корпусу. Побудований лобовий контур корпусу і є його попередньо-вертикальною проекцією.

Побудова горизонтальної проекції лемішно-полицевої поверхні. Для її побудови слід вибрати напрямну криву, визначити її форму і розміри, а також закон зміни кута γ між твірною і стінкою борозни.

Напрямна крива. Форма напрямної кривої, місце її розміщення в тій чи іншій частині робочої поверхні корпусу, її параметри є визначальними для лемішно-полицевої поверхні щодо кришіння, розпушування і перевертання скиби.

Вихідними величинами для побудови напрямної кривої є кут ε_0 — між площиною дна борозни і дотичною до напрямної кривої, розміщеною у перпендикулярній площині до леза лемеша, і кут γ_0 — між лезом лемеша і стінкою борозни. Чим більший кут ε_0 , тим інтенсивніше кришиться і розпушується скиба. Для полиць культурного типу $\varepsilon_0 = 20...30^\circ$; для напівгвинтових $\varepsilon_0 = 20...25^\circ$. Кут γ_0 визначає інтенсивність зсуву скиби, а також кришіння і розпушування. Для полиць культурного типу кут $\gamma_0 = 40...45^\circ$; а для напівгвинтового — $\gamma_0 = 30...40^\circ$.

За формою напрямна крива може бути частиною кола, параболи чи еліпса. Найбільше застосовують напрямну криву, яка в нижній частині має прямолінійний відрізок S , а вище є параболою. Така напрямна крива забезпечує спочатку плавне піднімання скиби по лемешу і тільки потім енергійне перегинання, що сприяє кришінню і розпушуванню. Довжину прямолінійного відрізка S напрямної кривої вибирають залежно від глибини оранки. Для глибини оранки $a = 200...250$ мм, $S = 50$ мм, а для $a = 250...300$ мм, $S = 60$ мм.

Для побудови напрямної кривої у вигляді параболи потрібно визначити радіус кола, на основі якого її будуватимуть. Радіус має бути таким, щоб піднята скиба полицею повністю помістилася на полиці і не пересипалася через неї, а також щоб скиба, що перевертається полицею, не задиралася нижньою частиною її борозенного обрізу.

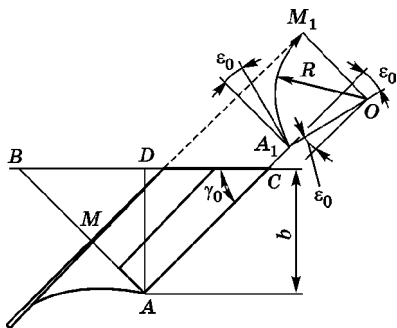


Рис. 1.31. Схема до визначення мінімального радіуса напрямної кривої

Отже, за першої умови матимемо мінімальне значення радіуса R_{\min} , а за другої — максимальне R_{\max} .

Для визначення мінімального значення радіуса R_{\min} переріжемо лемішно-полищеву поверхню плужного корпусу площиною AB (рис. 1.31), яка перпендикулярна до ле-за лемеша і проходить через його кінець у точці A . Перша умова буде забезпечена, якщо крива A_1M_1 буде довшою за AB ($A_1M_1 > AB$).

Із рис. 1.31 видно, що

$$AB = \frac{b}{\cos \gamma_0},$$

а довжина кривої (частини кола)

$$A_1M_1 = R \left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_0 \right).$$

За умови рівності $AB = A_1M_1$ матимемо

$$\frac{b}{\cos \gamma_0} = R \left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_0 \right).$$

Звідси

$$R = \frac{b}{\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_0 \right) \cos \gamma_0},$$

тобто

$$R_{\min} = \frac{b}{\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_0 \right) \cos \gamma_0}. \quad (1.21)$$

Для визначення максимального значення радіуса R_{\max} , урахувавши, що полиця не зачеплює перевернуту скибу, академік В.П. Горячкін установив залежність

$$R_{\max} = \frac{a\sqrt{k^2 - 1}}{k^2 \left(\cos \gamma_0 - \frac{\cos \gamma_0}{\sqrt{k^2 - \sin^2 \gamma_0}} \right)}, \quad (1.22)$$

де k — відношення b/a .

Для побудови параболи розрахункове значення радіуса $R_{\text{роз}}$ вихідного кола має бути більшим за R_{min} і меншим, ніж R_{max} :

$$R_{\text{min}} < R_{\text{роз}} < R_{\text{max}}.$$

Слід пам'ятати, що чим менший $R_{\text{роз}}$, тим краще скиба кришиться і розпушується.

Комбіновану на-
прямну криву, що має
прямолінійний відрі-
зок і параболу, буду-
ють так. Із точки A
(рис. 1.32) проводимо
перпендикуляр до
горизонту, відкладає-
мо кут ε_0 і проводимо
лінію AO , на якій буде
центр O частини ви-
хідного кола. Через
точку O проводимо
горизонтальну лінію і
відкладаємо кут $\Delta\varepsilon_0$,
на який збільшується
дуга кола, щоб більше
загиналося крило по-
лиці ($\Delta\varepsilon_0 = 5...10^\circ$). Між дотичними до дуги кут ω для культурних

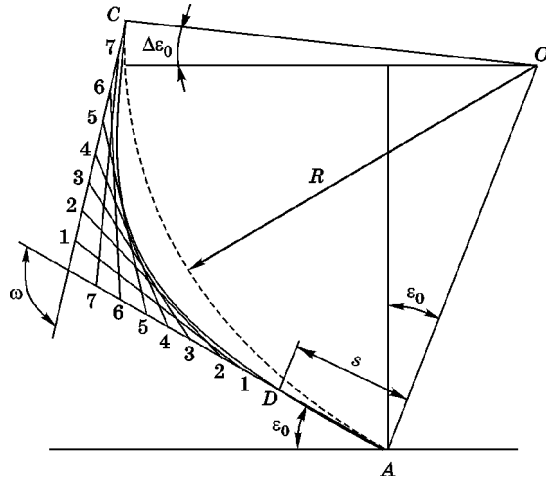


Рис. 1.32. Побудова напрямної кривої

полиць має становити близько 115° , а для напівгвинтових — 110° . Із центра O проводимо дугу AC , на якій від точки A відкладаємо прямолінійний відрізок s під кутом ε_0 до горизонту. Із точок D і C проводимо дотичні до дуги DC .

Закономірність зміни кута γ твірної до стінки борозни по висоті може мати лінійний характер, графічно виражена прямою лінією (рис. 1.33, а). У деяких випадках академік В.П. Горячкін пропонував її у вигляді параболи (рис. 1.33, б). Професор М.В. Щучкін на основі досліджень існуючих поверхонь для культурних полиць рекомендує складнішу закономірність (рис. 1.33, в), де кут γ спочатку зменшується від γ_0 до γ_{min} по одній кривій (параболі чи прямій), а потім збільшується від γ_{min} до γ_{max} по іншій кривій. Різниця між максимальним значенням кута γ_{max} і кутом γ_0 ($\Delta\gamma = \gamma_{\text{max}} - \gamma_0$) може характеризувати загальне зростання кута на всій робочій поверхні.

Циліндроїдальні поверхні, які мають $\Delta\gamma = 2...7^\circ$, застосовують на культурних плужних корпусах. Якщо ця різниця $\Delta\gamma = 7...15^\circ$, то таку поверхню застосовують у напівгвинтових плужних корпусах.

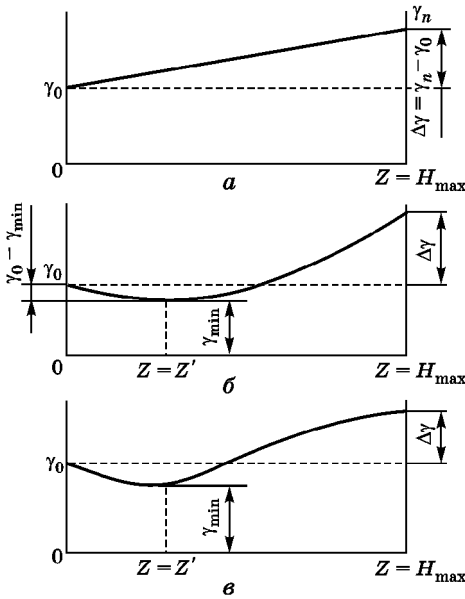


Рис. 1.33. Різні види закономірності зміни кута γ по висоті

Мінімальне значення кута γ мають культурні і напівгвинтові лемешно-полицеві поверхні на висоті $Z_1 = 50 \dots 100$ мм від дна борозни. Це зменшення кута γ полегшує піднімання скиби на груди полиці й полегшує сповзання скиби в бік борозни. Для культурних лемешно-полицевих поверхонь це зменшення ($\gamma_0 - \gamma_{\min}$) становить від 1 до 2°, а для напівгвинтових — від 3 до 4°.

Розглянемо закон зміни кута γ для культурної лемешно-полицевої поверхні за рекомендацією професора М.В. Щучкіна, тобто на першій ділянці кут γ змінюється від γ_0 до γ_{\min} по прямій лінії AB (рис. 1.34), а від γ_{\min} до γ_{\max} — по кривій BC , рівняння

якої має вигляд

$$6,2x^2 - 100y - x^2y = 0, \tag{1.23}$$

де x — вертикальна відстань твірної від твірної з кутом γ_{\min} ; y — лінійне значення γ у певному умовному масштабі кутів γ змінної твірної.

За умови, що центр осей x і y лежить у точці B , вісь x напрямлена горизонтально, а вісь y — вертикально.

Розв'язання цього рівняння відносно y має вигляд

$$y = \frac{6,2x^2}{x^2 + 100}. \tag{1.24}$$

Задавши значення x , тобто висоту Z розміщення твірної, знаходимо y . Обчисливши масштаб, тобто скільком градусам відповідає лінійне значення y , легко визначити значення кута γ для будь-якої твірної.

Масштаб визначають із співвідношення

$$\lambda = \frac{\gamma_{\max} - \gamma_{\min}}{y_{\max}} = \frac{\Delta\gamma}{y_{\max}}.$$

Максимальне значення y_{\max} визначають, користуючись залежністю (1.24), за максимальним значенням x_{\max} , яке знаходимо із співвідношення

$$x_{\max} = Z_{\max} - Z_1,$$

де Z_{\max} — висота максимального значення кута γ (γ_{\max}); Z_1 — висота мінімального значення кута γ (γ_{\min}).

Знаючи масштаб λ і обчислюючи значення y для певної висоти Z , визначаємо значення кута γ для цього положення твірної за формулою

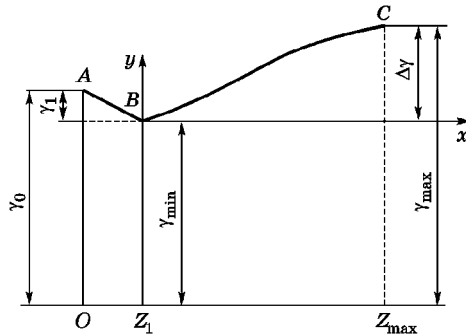


Рис. 1.34. Закономірність зміни кута γ для культурної робочої поверхні плужного корпусу

$$\gamma = \gamma_{\min} + \lambda \gamma_{\min} = \gamma_{\min} + \lambda \frac{6,2x^2}{x^2 + 100}. \quad (1.25)$$

Щоб краще зрозуміти порядок визначення кута γ , розглянемо приклад.

Вихідні дані: $\gamma_0 = 41^\circ$, $\gamma_{\min} = 39^\circ$ на висоті $Z_1 = 7,5$ см, $\gamma_{\max} = 46^\circ$, висота $Z_{\max} = 44,5$ см.

Проміжні значення кута γ від γ_0 до γ_{\min} , якщо кут γ змінюється за лінійною залежністю, знаходимо так. Поділяємо інтервал AB (див. рис. 1.34) на три однакові по висоті інтервали.

На кожному інтервалі зменшення кута γ

$$\Delta\gamma = \frac{\gamma_0 - \gamma_{\max}}{3} = \frac{41^\circ - 39^\circ}{3} = 40',$$

тобто на висоті $Z = 0$ кут $\gamma_0 = 41^\circ$ (для лемеша), на висоті 2,5 см — $\gamma_1 = \gamma_0 - 40' = 40^\circ 20'$, на висоті 5,0 см — $\gamma_2 = \gamma_1 - 40' = 39^\circ 40'$ і на висоті 7,5 см — $\gamma_3 = \gamma_2 - 40' = 39^\circ = \gamma_{\min}$.

На ділянці зміни кута γ від γ_{\min} до γ_{\max} по кривій BC (див. рис. 1.34) для обчислення кутів γ беремо інтервал 5 см і здійснюємо його у такому порядку. Спочатку, користуючись залежністю (1.24), визначаємо γ_{\max}

$$y_{\max} = \frac{6,2x_{\max}^2}{x_{\max}^2 + 100}.$$

Значення x_{\max} є різницею між Z_{\max} і Z_1 (див. рис. 1.34), тобто

$$x_{\max} = Z_{\max} - Z_1 = 44,5 - 7,5 = 37 \text{ см.}$$

Тоді
$$y_{\max} = \frac{6,2 \cdot 37^2}{37^2 + 100} = 5,79 \text{ см.}$$

Після цього визначаємо масштаб

$$\lambda = \frac{\gamma_{\max} - \gamma_{\min}}{\gamma_{\max}} = \frac{46 - 39}{5,79} = 1,21 \text{ град/см.}$$

Маючи вихідні значення даних γ_{\min} і γ_{\max} та масштаб, визначаємо значення кута γ для твірної, яка проходить вище від неї на 5 см, що має мінімальне значення γ_{\min} , за формулою (1.25)

$$\gamma_4 = \gamma_{\min} + \lambda \frac{6,2x^2}{x^2 + 100} = 39^\circ + 1,21 \frac{6,2 \cdot 5^2}{5^2 + 100} = 40^\circ 30'.$$

Потім обчислюємо значення кута γ для твірної, яка проходить вище на 10 см за твірну, яка проходить під кутом γ_{\min} :

$$\gamma_5 = 39^\circ + 1,21 \frac{6,2 \cdot 10^2}{10^2 + 100} = 42^\circ 45'.$$

Так само визначаємо значення кутів γ для наступних твірних.

Для напівгвинтових лемішно-полицевих поверхонь закономірність зміни кута γ значно відрізняється від поверхонь культурного типу. На прямо пропорційному відрітку напрямної зменшення кута γ більше ($\gamma_0 - \gamma_{\min}$) і становить від 2 до 4°, що полегшує сповзання скиби в борозну. Щоб забезпечити повніше обертання скиби, підгин верхньої частини крила полиці беруть більшим ($\Delta\gamma = 7 \dots 15^\circ$). Для цієї поверхні характерне поступове збільшення кута γ біля γ_{\min} , причому інтенсивність цього збільшення в міру наближення до кута γ_{\max} значно зростає. Закон зміни кута γ на криволінійному відрітку відповідає рівнянню параболі

$$y = \frac{x^2}{2p}, \quad (1.26)$$

де x — вертикальна відстань твірних від твірної з кутом γ_{\min} ; y — лінійне значення y певному умовному масштабі кутів γ змінної твірної; p — параметр, який вибирають залежно від масштабу для кута γ .

Кути γ розраховують так само, як і для культурних лемішно-полицевих поверхонь.

Слід пам'ятати, що площа напрямної кривої для культурних лемішно-полицевих поверхонь розміщена на $2/3$ довжини лемеша від носка, а для напівгвинтових — у кінці лемеша.

Побудова лемішно-полицевої поверхні плужного корпусу. Розглянемо порядок побудови поверхні культурного типу. Вихідними даними є товщина a і ширина b скиби та кути $\gamma_0, \gamma_{\min}, \gamma_{\max}$ і ε_0 .

За розмірами скиби креслимо профіль борозни і лобовий контур лемішно-полицевої поверхні плужного корпусу (на аркуші у правому верхньому кутку, рис. 1.35). Порядок виконання креслень було описано вище. Як зазначалося, борозенний обріз лемеша проведено умовно, а лінії стику лемеша і полиці немає. Зліва від лобового контуру лемішно-полицевої поверхні крім контуру перевернутої скиби будуюмо напрямну криву, вихідними даними для якої є кути ε_0 і γ_0 , а також характер кривини. Для культурної поверхні беремо комбіновану напрямну криву з прямолінійними і криволінійними відрізкамі. За формулами (1.21) і (1.22) визначаємо мінімальний R_{\min} і максимальний R_{\max} радіуси. Підрахувавши ці значення, приймаємо певне значення і будуюмо напрямну криву. Початок напрямної кривої розміщуємо в точці M . Порядок побудови напрямної кривої описано вище.

Після цього на лобовому контурі (фронтальній проекції) наносимо твірні, які паралельні до горизонталі, на висоті до Z_1 (у зоні зменшення кута γ_0 до γ_{\min}) з інтервалом 2,5 см, а вище — з інтервалом 5 см. На цьому рівні також наносимо лінії, на побудові напрямної кривої, внаслідок чого між вертикаллю MM_1 і напрямною кривою отримаємо відрізки t_1t_1, t_2t_2, t_3t_3 і т.д.

Горизонтальну проекцію лемішно-полицевої поверхні розміщуємо під фронтальною (лобовим контуром). Із точки A_1 , проекції точки A , що є носком лемеша, під кутом γ_0 проводимо лінію A_1B_1 , яка є першою твірною поверхні. Спроекувавши точку B на цю лінію, отримаємо відрізок A_1B_1 , який є лезом лемеша в горизонтальній площині в дійсному зображенні.

На відстані $2/3b$ від носка лемеша перпендикулярно до леза A_1B_1 проводимо горизонтальний слід FF площини напрямної кривої. На цьому сліді від точки M_2 відкладаємо відрізки $M_2t_1, M_2t_2, M_2t_3, M_2t_4, \dots, M_2t_n$, які відповідають відрізкам $t_1t_1, t_2t_2, t_3t_3, t_4t_4, \dots, t_nt_n$. У такий спосіб на горизонтальному сліду FF площини отримаємо точки $t_1, t_2, t_3, t_4, \dots, t_n$. Через ці точки мають пройти горизонтальні проекції твірних $1-1, 2-2, 3-3, n-n$ під певними кутами γ згідно з прийнятим законом зміни кута γ нахилу твірної до стінки борозни. Визначення кутів γ було розглянуто вище.

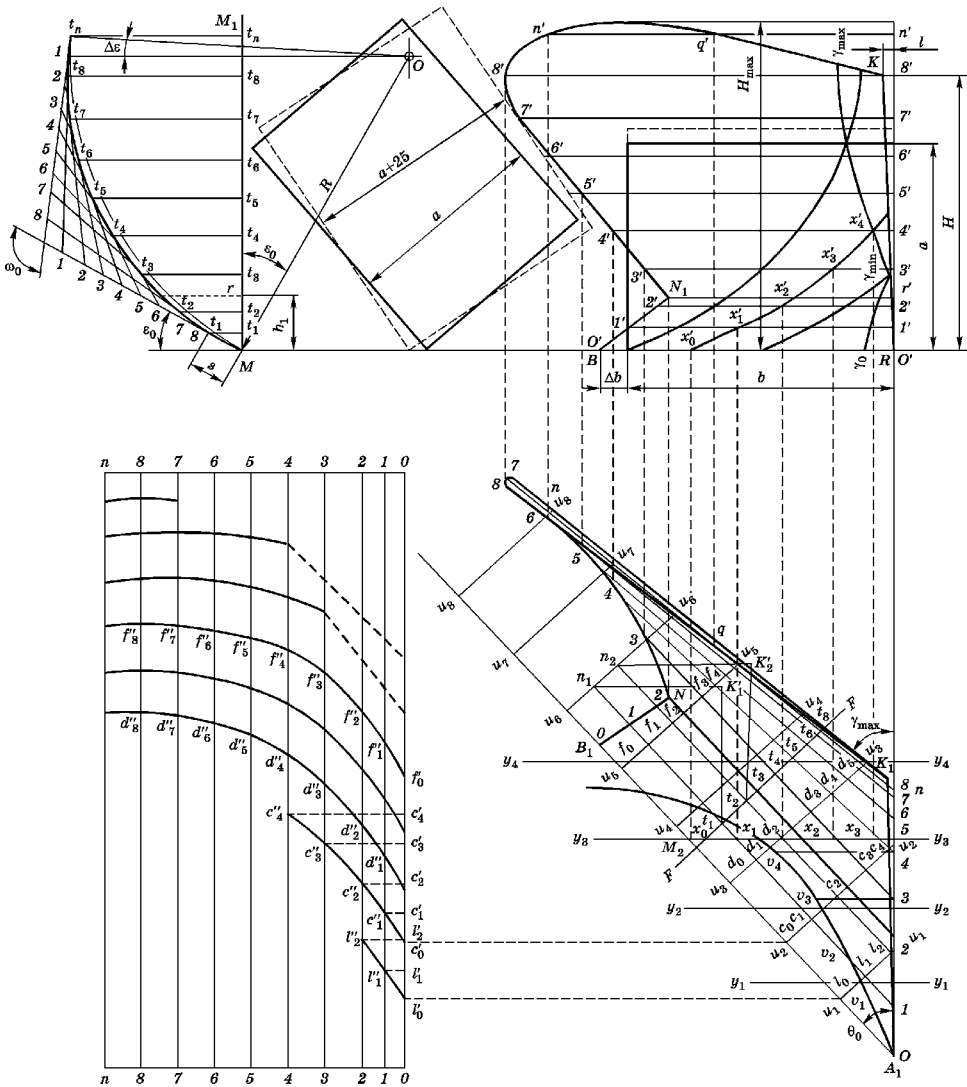


Рис. 1.35. Побудова робочої поверхні плужного корпусу культурного типу

Щоб точно провести твірні під отриманими кутами, скористаємося значеннями тангенсів цих кутів. Для цього із точок $t_1, t_2, t_3, t_4, \dots, t_n$, розміщених на сліді площини FF , паралельно стінці борозни про-

водимо відрізки $t_1K'_1, t_2K'_2, t_3K'_3, t_4K'_4, \dots, t_nK'_n$ завдовжки 100 мм кожний. На кінці цих відрізків, тобто із точок $K'_1, K'_2, K'_3, \dots, K'_n$, будуюмо перпендикуляри $K'_1n_1, K'_2n_2, K'_3n_3, K'_4n_4, \dots, K'_nn_n$, довжина яких дорівнює значенню тангенса кута твірної, що буде побудована, помножене на 100. На рис. 1.35 наведено лише побудову двох перших твірних, щоб не загінити креслення. Провівши через точки n_1 і t_1 лінію, отримуємо напрямок твірної для цього положення. Так само будуюмо й інші твірні.

Довжина твірних з польового боку обмежується польовим обрізом A_1K_1 , який є прямою лінією. Його будують так. Точку K , яка розміщена на певній твірній на вертикальній проекції, проектуємо на проекцію цієї твірної на горизонтальній проекції в точку K_1 і з'єднуємо точки K_1 і A_1 . Це й буде польовий обріз полиці і лемеша.

Щоб побудувати горизонтальну проекцію борозенного обрізу полиці, за правилами нарисної геометрії точки $3', 4', 5'$ і т. д. перетину твірних з борозеним обрізом на вертикальній проекції переносимо на відповідні проекції твірних $3-3, 4-4, 5-5$ і т. д. З'єднавши точки $3, 4, 5$ і т. д. плавною кривою, отримуємо проекцію борозенного обрізу полиці.

Для побудови лінії стику полиці з лемешем і борозенного обрізу лемеша спочатку вибираємо ширину лемішної сталі. Виготовляємо її завширшки 105, 114, 122 і 132 мм. Обравши ширину лемішної сталі, відкладаємо її розмір на напрямній кривій від точки M вгору, наприклад, до точки r , яка лежить на висоті h_1 над опорною поверхнею. Отже, на цій висоті на вертикальній проекції розміщуватиметься лінія стику N_1r' лемеша з полицею.

Для побудови лінії стику лемеша з полицею на горизонтальній проекції проводимо твірну, яка проходить на висоті h_1 , так само як й інші твірні на цій проекції. Після цього за правилами нарисної геометрії точку N_1 з вертикальної проекції переносимо на отриману твірну в точку N . Відрізок цієї твірної від точки N до польового обрізу буде лінією стику лемеша з полицею. З'єднавши точки N і B_1 , отримуємо борозенний обріз лемеша на горизонтальній проекції.

Борозенний обріз лемеша на вертикальній проекції уточнюємо таким чином. Точки перетину борозенного обрізу з твірними, що проходять на лемеші горизонтальної проекції, проектуємо на відповідні твірні вертикальної проекції. Послідовно з'єднавши їх отримуємо уточнений борозенний обріз лемеша на вертикальній проекції.

Верхній обріз полиці на горизонтальній проекції будуюмо так само, як і борозенний обріз. Із вертикальної проекції проектуємо точки перетину верхнього обрізу полиці з твірними, які перетинають його, на відповідні твірні на горизонтальній проекції. Послідовно з'єднавши їх, отримуємо верхній обріз полиці на горизонтальній проекції.

Про ступінь крутості спроектованої лемішно-полицевої поверхні, її плавність, про ступінь крутості грудей, підгинання крила, можливість задирання скиби борозенним обрізом полиці можна робити висновок на підставі кривих перерізу робочої поверхні поперечно-вертикальними площинами. Побудуємо їх так. На горизонтальній проекції проводимо сліди пересічних поперечно-вертикальних площин $y_1y_1, y_2y_2, y_3y_3, \dots, y_ny_n$ з однаковим інтервалом (50...100 мм). Точки перетину цих слідів з твірними проектуємо на відповідні твірні на вертикальній проекції. Наприклад, для y_3y_3 на горизонтальній проекції такими точками будуть x_0, x_1, x_2, x_3, x_4 , а на вертикальній проекції — $x''_0, x'_1, x'_2, x'_3, x'_4$. З'єднавши ці точки послідовно, отримуємо в площині перерізу лемішно-полицевої поверхні криву для потрібного аналізу. Ці криві можна використовувати також для виготовлення моделей робочих поверхонь.

Щоб перевірити виготовлені моделі штампів і правильність лемішно-полицевої поверхні, застосовують шаблони. Виготовляють їх відповідно до перерізу робочої поверхні вертикальною перпендикулярною площиною до леза лемеша з інтервалом не менше ніж 50 мм.

Лінії шаблонів будуємо так. Зліва від горизонтальної проекції лемішно-полицевої поверхні наносимо прямі вертикальні лінії з інтервалами, як на вертикальній проекції проведені твірні, і позначаємо $0-0, 1-1, 2-2$ і т.д. На горизонтальній проекції лемішно-полицевої поверхні проводимо сліди $u_1u_1, u_2u_2, u_3u_3, \dots, u_nu_n$ вертикальних площин, перпендикулярних до лемеша. Ці сліди перетинають твірні у певних точках.

Розглянемо лише два сліди, щоб не ускладнювати рисунок. Слід u_1u_1 перетинає леміш у точці l_0 , твірну $1-1$ у точці l_1 , твірну $2-2$ у точці l_2 . Спроектуємо точку l_0 на лінію $0-0$ у точку l'_0 . Від цієї точки на лінії $0-0$ відкладемо вгору відрізки l_0l_1 і l_0l_2 , що лежать на сліду u_1u_1 , і отримуємо точки l'_1 і l'_2 . Із точки l'_1 проведемо перпендикуляр до перетину лінії $1-1$ і отримуємо точку l''_1 . Так само із точки l'_2 проведемо перпендикуляр до перетину з лінією $2-2$ і отримуємо точку l''_2 . З'єднавши точки l'_0, l''_1, l''_2 плавною кривою, отримуємо лінію шаблону у цій площині перерізу лемішно-полицевої поверхні.

Розглянемо другий переріз, який має слід u_2u_2 . Цей слід перетинає леміш у точці c_0 , твірну $1-1$ у точці c_1 , твірну $2-2$ у точці c_2 , твірну $3-3$ у точці c_3 і твірну $4-4$ у точці c_4 . Спроектуємо точку c_0 на лінію $0-0$ і отримуємо точку c'_0 . Від цієї точки на лінії $0-0$ відкладемо відрізки c_0c_1, c_0c_2, c_0c_3 і c_0c_4 , що є на сліду u_2u_2 , отримуємо точки c'_1, c'_2, c'_3, c'_4 . Після проведення із цих точок перпендикуляра

до перетину відповідно з лініями 1 – 1, 2 – 2, 3 – 3 і 4 – 4 отримаємо відповідно точки $c_1'', c_2'', c_3'', c_4''$, розміщені на лінії шаблона. З'єднавши ці точки плавною кривою, отримаємо лінію шаблона в цьому перерізі. Для всіх наступних перерізів лінії шаблонів будемо аналогічно.

Ураховуючи те, що на горизонтальній і вертикальній проєкціях польовий обріз лемішно-полицевої поверхні є прямою лінією, побудуємо дійсне зображення кривої польового обрізу. Накладемо його зображення на горизонтальну проєкцію. Для цього в точках перетину з польовим обрізом A_1K_1 горизонтальних проєкцій твірних 1 – 1, 2 – 2, 3 – 3 і т.д. проведемо перпендикуляри до стінки борозни і на них відкладемо відрізки, що дорівнюють відповідним висотам твірних від дна борозни на вертикальній проєкції. Наприклад, відрізок $3v_3$ дорівнює висоті $O'3'$, а відрізок $4v_4$ — висоті $O'4'$. На кінці цих відрізків отримаємо відповідно точки v_3 і v_4 . Аналогічно визначаємо положення інших точок. Отримані точки $v_1, v_2, v_3, v_4, \dots, v_n$ з'єднаємо плавною кривою, яка і буде дійсним зображенням польового обрізу робочої поверхні.

Побудуємо закономірність зміни кута γ . Зображення цієї закономірності накладемо на вертикальну проєкцію робочої поверхні. Для цього проєкцію вертикальної стінки борозни візьмемо за лінію, що відповідає мінімальному значенню кута γ_{\min} . Потім на цій лінії за напрямком твірних відкладемо різницю $(\gamma_i - \gamma_{\min})$ між кутом γ , під яким проведено цю твірну до стінки борозни, і мінімальним значенням кута γ_{\min} . З'єднавши ці точки, отримаємо закономірність зміни кута γ .

1.2.5. Визначення параметрів польової дошки

Польова дошка призначена для забезпечення стійкого ходу плужного корпусу. Під час роботи вона спирається на стінку і дно борозни. За будовою дошка нагадує прямокутну пластину з отворами для кріплення болтами до башмака чи стовби корпусу. Деякі польові дошки обладнують змінними п'ятками. Польова дошка бере на себе боковий тиск, що діє на корпус. Основними її параметрами є довжина і ширина.

Довжину польової дошки визначають з умови, що сумарна сила R' (рис. 1.36) опору

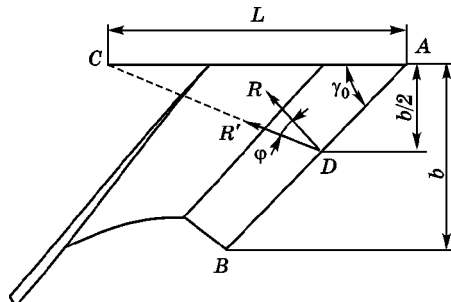


Рис. 1.36. Схема для розрахунку довжини польової дошки

деформації скиби на своєму продовженні в горизонтальній проекції обмежує її довжину. При цьому згідно з твердженнями В.П. Горячікіна вважатимемо, що сумарна сила R' прикладена на середині довжини лемеша і відхилена від нормальної сили R на кут тертя. Тоді за теоремою синусів (див. рис. 1.36):

$$\frac{AC}{\sin(90^\circ + \varphi)} = \frac{AD}{\sin[90^\circ - (\varphi + \gamma_0)]},$$

де φ — кут тертя ґрунту об поверхню лемеша, град; γ_0 — кут установлення леза лемеша до стінки борозни, град.

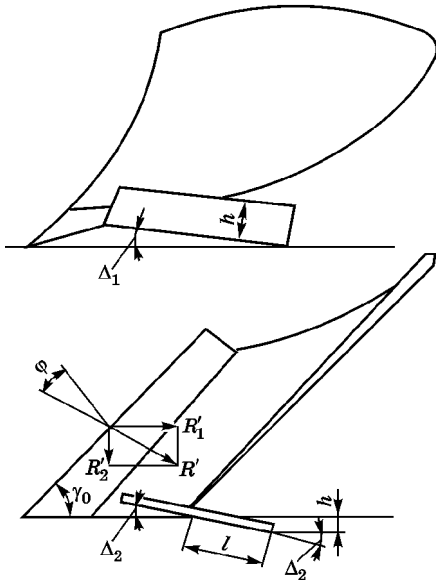
Підставивши в отриману залежність значення $AC = L$ і $AD = \frac{b}{2\sin\gamma_0}$, матимемо

$$\frac{L}{\sin(90^\circ + \varphi)} = \frac{b}{2\sin\gamma_0 \sin[90^\circ - (\varphi + \gamma_0)]}$$

Після перетворення отримаємо

$$L = \frac{b \cos \varphi}{2 \sin \gamma_0 \cos(\varphi + \gamma_0)}, \tag{1.27}$$

де L — відстань від носка лемеша до кінця польової дошки; b — ширина захвату корпусу.



Ширину польової дошки визначають з умови допустимого питомого тиску на стінку борозни. Як правило, польову дошку встановлюють на плужному корпусі під кутом Δ_2 (рис. 1.37) до стінки борозни і під кутом Δ_1 до дна борозни. Кути Δ_2 і Δ_1 становлять 2...3°. Допустиму глибину h зминання від тиску польової дошки беруть не більш як 5...10 мм. Тоді тиск польової дошки на стінку борозни можна визначити за формулою

$$q = q_0 \frac{h}{2},$$

де q_0 — об'ємний коефіцієнт зминання ґрунту (залежно від

Рис. 1.37. Положення польової дошки

Основи теорії та розрахунку машин і знарядь для обробітку ґрунту

ґрунту і його стану $q_0 = 10...25 \text{ Н/см}^3$); h — глибина вдавлювання кінця польової дошки в ґрунт, см.

Для визначення сили, з якою діє польова дошка на ґрунт, розкладемо силу R' на перпендикулярну до стінки борозни R'_2 і за напрямком борозни R'_1 . Із рис. 1.37 видно, що сила

$$R'_2 = R' \cos(\gamma_0 + \varphi).$$

Виразимо силу R'_2 через тиск q і площу зминання:

$$R'_2 = nlq_0 \frac{h}{2},$$

де n — ширина польової дошки, см; l — довжина вдавненого кінця польової дошки в ґрунт, см $\left(l = \frac{h}{\sin \Delta_2} \right)$; Δ_2 — кут між польовою дошкою і стінкою борозни.

Прирівнявши праві частини значення R'_2 , отримаємо

$$R' \cos(\gamma_0 + \varphi) = \frac{q_0 n h^2}{2 \sin \Delta_2}.$$

Звідси ширина польової дошки

$$n = \frac{2R' \cos(\gamma_0 + \varphi) \sin \Delta_2}{q_0 h^2}, \quad (1.28)$$

або, якщо R' виразити через R'_2 , то

$$n = \frac{2R'_2 \sin \Delta_2}{q_0 h^2}. \quad (1.29)$$

На багатокорпусних плугах установлюють польові дошки двох розмірів. Розрахункову довжину має польова дошка заднього корпусу, а на передніх корпусах установлюють укорочені дошки, щоб забезпечити вільне проходження скиб між корпусами.

1.2.6. Теоретичні основи побудови лемішно-полицевої поверхні передплужника

Із польового боку основної скиби, яку вирізатиме плужний корпус, передплужник вирізає меншу скибу завтовшки 8...12 см і завширшки $2/3$ ширини захвату корпусу, кришить, розпушує, перевертає і скидає на дно борозни. За будовою передплужник нагадує основний плужний корпус. Складається він із лемеша і полиці,

прикріплених до стовби. Передплужник кріплять на рамі плуга спереду плужного корпусу. За процесом роботи він нагадує роботу плужного корпусу.

Глибину ходу передплужника a_1 вибирають на основі агротехнічних вимог з урахуванням умов роботи і глибини оранки:

$$a_1 \approx (0,3 \dots 0,5)a,$$

де a — глибина оранки.

Ширина b_1 захвату передплужника має бути не більшою за ширину відкритої борозни, щоб скиба, скинута передплужником, не накривала скибу, яку відкинув основний корпус, що пройшов спереду. Численні заміри відкритої борозни показують, що її ширина дорівнює глибині оранки a , тому $b_1 = a$.

Як впливає із співвідношення $k = \frac{b}{a} = \frac{3}{2}$, ширина захвату передплужника має становити $b_1 = \frac{2}{3}b$, де b — ширина захвату плужного корпусу.

Робоча поверхня передплужника дещо відрізняється від робочої поверхні плужного корпусу. Вона має кут γ між твірною і стінкою борозни у верхній частині, підібраній з деяким випередженням розвитку, ніж у основного корпусу. Зміну кута γ для передплужника

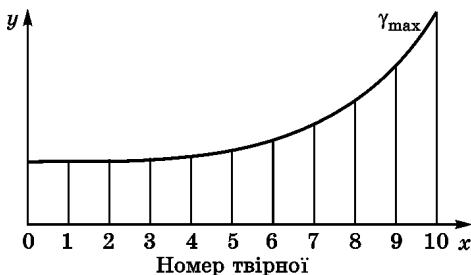


Рис. 1.38. Зміна кута γ між твірною і стінкою борозни передплужника

показано на рис. 1.38. При цьому нижня частина робочої поверхні передплужника має циліндричну поверхню, а верхня — переходить у циліндроїдальну.

Порядок проектування робочої поверхні передплужника такий самий, як і циліндроїдальної поверхні основного корпусу.

Вихідними даними для проектування лемішно-поліцевої поверхні передплужника крім товщини скиби a_1 і ширини b_1 захвату ϵ :

γ_{01} — кут між лезом лемеша і стінкою борозни, який для запобігання заклинюванню скиби між передплужником і основним корпусом має бути не меншим за кут γ_0 основного корпусу ($\gamma_{01} = 42^\circ$);

γ_{\max} — кут між верхньою твірною і стінкою борозни у верхній циліндроїдальній частині передплужника (беруть більше на $3 \dots 5^\circ$, ніж γ_{01});

ε_1 — кут установлення лемеша до дна борозни (беруть більше на 3...5° від кута ε_0 основного плужного корпусу);

S — довжина прямолінійної ділянки напрямної кривої ($S = 45$ мм).

Криволінійний відрізок напрямної кривої підбирають у вигляді параболи, описаної навколо дуги кола з радіусом

$$R = \frac{b_1}{\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon_{01}\right) \cos \gamma_{01}},$$

де b_1 — ширина захвату передплужника; ε_{01} — кут установлення лемеша передплужника до дна борозни; γ_{01} — кут між лезом лемеша і стіною борозни.

Напрямна крива розміщується в площині, перпендикулярній до леза лемеша передплужника, на відстані $2/3b_1$ від носка лемеша.

Висота польового обрізу лемішно-полицевої поверхні передплужника дорівнює ширині захвату b_1 . Верхній кінець польового обрізу полиці передплужника відхилений у бік борозни на 5 мм. Лезо лемеша передплужника встановлене не горизонтально. Носок лемеша розміщується на 8...10 мм нижче від борозенного кінця леза. Нахил леза забезпечує передплужнику забір глибини і поліпшує стійкість плуга по глибині.

1.2.7. Особливості швидкісних робочих поверхонь плужних корпусів

Робочі лемішно-полицеві поверхні плужних корпусів, установлені на плугах загального призначення і розраховані для роботи на швидкості 4...5 км/год, можуть працювати також на швидкості 6...7 км/год без зміни їхніх параметрів і форми. При цьому якість оранки поліпшується: повніше загортаються рослинні рештки; зменшується кількість великих брил; утворюються більш вирівняна поверхня поля, чистіша і ширша борозна. У разі збільшення швидкості до 8...10 км/год якість оранки погіршується: відбувається надмірне кришіння скиби та далеке відкидання її вбік; погіршується загортання поживних решток і обертання скиби; значно зростає тяговий опір.

Для роботи на підвищених швидкостях застосовують плужні корпуси з робочими циліндроїдальними поверхнями, але зі зміненими параметрами. Під час роботи на швидкості до 8 км/год робочі поверхні корпусів мають кут між твірною і стінкою борозни $\gamma_0 = 38...42^\circ$, а кут між площиною дна борозни і дотичною до напрямної кривої, яка розміщена в площині, перпендикулярній до леза лемеша, $\varepsilon_0 = 30^\circ$ (рис. 1.39, а). Для роботи на швидкості 9...12 км/год робочі поверхні

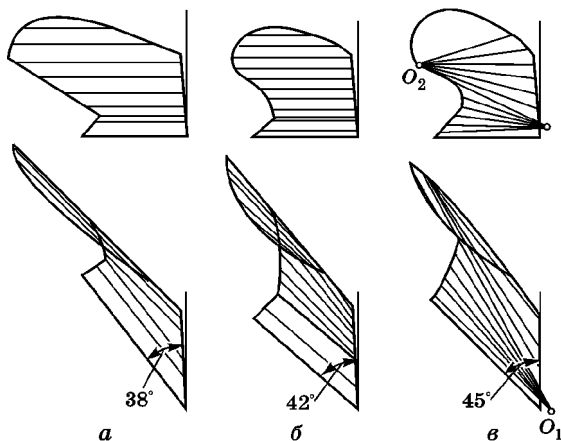


Рис. 1.39. Схеми плужних корпусів для роботи на підвищених швидкостях:

а — до 8 км/год; *б* — 9...12 км/год; *в* — з комбінованою робочою поверхнею

збільшується швидкість піднімання скиби по робочій поверхні, що може призвести до пересипання ґрунту через полицю. Тому висоту прямої параболи слід брати дещо більшою. Щоб запобігти задиранню верхньої грані скиби борозенним обрізом полиці, роблять спеціальний виріз у борозенному обрізі полиці.

Ці робочі поверхні будують так само, як і поверхні культурного типу.

Швидкісні корпуси з такими параметрами робочих поверхонь мають значно більшу довжину, ніж звичайні корпуси, для роботи на швидкості 4...5 км/год завдяки зменшенню кутів між твірними і стінкою борозни. Це зумовлює збільшення металомісткості плуга. Щоб уникнути цього, запропоновано корпуси з комбінованими робочими поверхнями. Вихідними параметрами для цих поверхонь є кути $\gamma_0 = 45^\circ$ і $\varepsilon_0 = 25^\circ$ (рис. 1.39, *в*). Робоча поверхня таких плужних корпусів є комбінацією двох конічних і циліндроїдальної поверхонь. Леміш і нижня частина грудей полиці є конічною поверхнею, вершина O_1 конуса якої розміщена біля польового обрізу лемеша. З цією поверхнею плавно сполучена поверхня верхньої частини полиці, що також має конічну форму, вершина O_2 якої лежить біля борозенного обрізу. Крило має циліндроїдальну робочу поверхню з похилими твірними. Така робоча поверхня забезпечує якісну оранку на швидкості 8...12 км/год з порівняно невеликим тяговим опором.

Робота плугів на підвищених швидкостях супроводжується деяким виглибленням корпусів, тому для забезпечення заданої гли-

мають кути $\gamma_0 = 42^\circ$ і $\varepsilon_0 = 25^\circ$ (рис. 1.39, *б*). У цих корпусах кут γ зменшується від γ_0 до γ_{\min} не лише в зоні, де полиця дотикається до лемеша, а і в зоні грудей полиці. Крило полиці цих корпусів займає більш полегле положення, що забезпечує зниження швидкості відкидання скиби в бік борозни, а також тиску скиби на робочу поверхню, особливо на крило.

Із підвищенням робочої швидкості плуга

бини оранки плуг слід попередньо встановити на 1...3 см глибше. Остаточну глибину оранки встановлюють на перших проходах орно-агрегату.

1.2.8. Сили, що діють на плужний корпус

Під час роботи на плужний корпус діють елементарні нормальні й дотичні сили, які в різних точках його робочої поверхні мають різний напрямок і значення, тобто є просторовою системою сил. Така система не може бути зведена до однієї рівнодійної сили. Із теоретичної механіки відомо, що в загальному випадку просторова система сил може зводитися до головного вектора і головного моменту. Така силова характеристика плужного корпусу складна і незручна для вирішення деяких практичних завдань.

Для визначення стійкості руху плуга за глибиною і шириною захвату, тиску на польову дошку тощо слід знати триплощинну силову характеристику, тобто значення, напрямки і точку прикладання сил до плужного корпусу в трьох площинах проекцій.

У площинах координат xOy , xOz , yOz сумарну дію елементарних сил опору ґрунту можна подати однією результуючою силою певного значення і напрямку.

При переміщенні плужного корпусу в напрямку осі x у горизонтальній площині xOy (рис. 1.40, а) сумарна сила $R'_{xy} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$, у поздовжньо-вертикальній площині xOz (рис. 1.40, б) сила $R'_{xz} = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}$, у поперечно-вертикальній площині yOz (рис. 1.40, в) сила $R'_{yz} = \sqrt{R_y^2 + R_z^2}$.

Напрямки дії цих сил відповідно становлять

$$\theta = \arctg \frac{R_y}{R_x}; \quad \psi = \arctg \frac{R_z}{R_x}; \quad \xi = \arctg \frac{R_z}{R_y}.$$

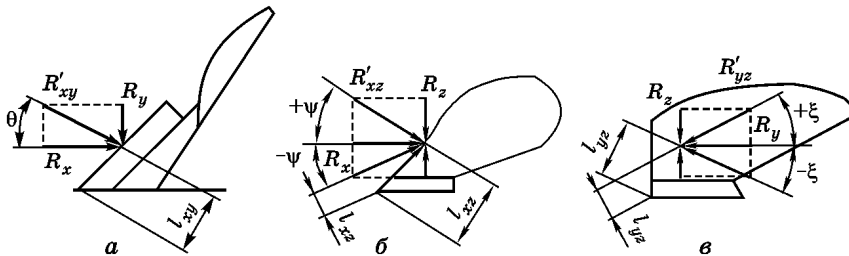


Рис. 1.40. Силовa характеристика плужного корпусу в площинах:

а — горизонтальній (xOy); б — поздовжньо-вертикальній (xOz);
в — поперечно-вертикальній (yOz)

Плечима цих сил відносно носка лемеша відповідно є l_{xy} , l_{xz} , l_{yz} , які визначаються графічним способом.

Усі ці параметри можна визначити просторовим динамометруванням плужного корпусу. Результати динамометрування культурного корпусу у Всесоюзному науково-дослідному інституті сільськогосподарського машинобудування показали таке.

Сила R'_{xy} , що є в горизонтальній площині, напрямлена під кутом $\theta = 15...25^\circ$ до осі x , а плече $l_{xz} = (0,3...0,5)b$, де b — ширина захвату корпусу.

Сила R'_{xz} , що є в поздовжньо-вертикальній площині, напрямлена під кутом $\psi = \pm 12^\circ$ до осі x . За додатного значення кута ψ плече $l_{xz} = 0,5a$ і за від'ємного — $l_{xz} = 0,33a$, де a — глибина оранки.

Сила R'_{yz} , що є в поперечно-вертикальній площині, напрямлена під кутом $\xi = \pm 45^\circ$ до осі y . За додатного значення кута ξ плече $l_{yz} = 0,5b$, а за від'ємного — $l_{yz} = 0,75b$.

Отримані числові значення кутів θ , ψ , ξ , під якими напрямлені сили R'_{xy} , R'_{xz} і R'_{yz} , просторовим динамометруванням, а також залежностями, що випливають із рис. 1.40, дають змогу встановити числові залежності між силами R_x , R_y , R_z .

Так, підставивши значення кута θ у формулу $R_y = R_x \operatorname{tg} \theta$, отримуємо

$$R_y = R_x \operatorname{tg}(15...25^\circ) = (0,25...0,45)R_x. \quad (1.30)$$

Підставивши значення кута ψ у формулу $R_z = R_x \operatorname{tg} \psi$, дістанемо

$$R_z = R_x \operatorname{tg}(\pm 12^\circ) = \pm 0,2R_x. \quad (1.31)$$

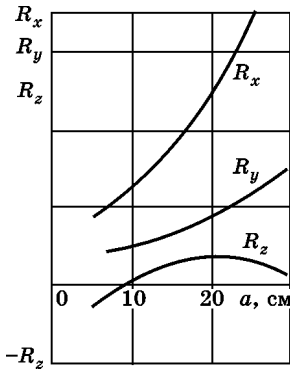


Рис. 1.41. Залежність сил R_x , R_y і R_z плужного корпусу від глибини оранки

Отже, знаючи значення однієї з трьох сил, можна легко обчислити значення двох інших. Для цього найзручніше користуватися силою R_x , оскільки вона є тяговим опором плужного корпусу і її значення можна визначити при динамометруванні плуга.

Значення сили R_x обчислюють за результатами динамометрування:

$$R_x = \frac{\eta R_{\text{пл}}}{n}, \quad (1.32)$$

де $\eta = 0,6...0,8$ — коефіцієнт корисної дії плуга; $R_{\text{пл}}$ — тяговий опір плуга; n — кількість корпусів.

Тяговий опір плуга залежить від технологічних, фізико-механічних властивостей ґрунту, глибини оранки, типу і параметрів робочих поверхонь, швидкості руху плуга та гостроти леза лемеша.

Зміну сил R_x , R_y , R_z залежно від глибини оранки a показано на рис. 1.41, з якого видно, що бокова сила R_y становить близько 1/3 від сили R_x . Значення сили R_z змінне, воно може бути додатним і від'ємним.

1.2.9. Тяговий опір плуга

Тяговий опір є однією з основних енергетичних характеристик плуга. Оскільки оранка є найбільш енергоємним технологічним процесом у сільськогосподарському виробництві, вона заслуговує на особливу увагу як в практичному, так і в конструкторському і теоретичному аспектах.

Академік В.П. Горячкін дійшов висновку, що на опір плуга впливають три сили: сили тертя плуга об ґрунт, сили на деформацію ґрунту і сили, що витрачаються на відкидання скиби ґрунту вбік.

Для визначення сили опору плуга розглянемо сили, що діють під час роботи у вертикальній площині, в якій діє також сила тяги плуга. До таких сил належать сила тяги плуга P (рис. 1.42), напрямлена під кутом α до горизонту, сила ваги G , реакція N , складова R сили тиску скиби на робочу поверхню плужного корпусу, сила тертя fN_0 і складова p сили на відкидання скиби вбік.

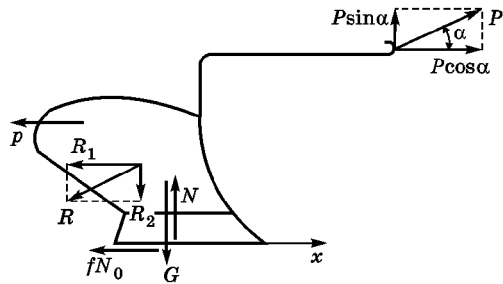


Рис. 1.42. Схема сил, що діють на плуг у поздовжньо-вертикальній площині

Розкладемо силу P на горизонтальну $P \cos \alpha$ і вертикальну $P \sin \alpha$ складові, а також силу R відповідно на R_1 і R_2 .

Спроектуємо всі сили на напрямок осі x :

$$\sum x = P \cos \alpha - R_1 - fN_0 - p = 0.$$

Звідси

$$P \cos \alpha = R_1 + fN_0 + p.$$

Визначимо силу N_0 і підставимо в цю рівність. Сила N_0 — це сила, яка створює силу тертя fN_0 . Її визначимо за залежністю

$$N_0 = G + R_2 - N - P \sin \alpha.$$

Після підстановки значення сили N_0 матимемо

$$P \cos \alpha = R_1 + f(G + R_2 - N - P \sin \alpha) + p.$$

Розв'язавши отриману рівність відносно сили P , дістанемо

$$P(\cos \alpha + f \sin \alpha) = fG + R_1 + fR_2 - fN + p.$$

Сили, горизонтальна R_1 та вертикальна R_2 складові і реакція N залежать від товщини a і ширини b скиби, яку піднімає плуг. Тому, ввівши коефіцієнти K_1 , K_2 і K_3 , можна ці сили виразити так: $R_1 = K_1 ab$; $R_2 = K_2 ab$; $N = K_3 ab$.

Підставивши ці вирази у попереднє рівняння, отримаємо

$$P(\cos \alpha + f \sin \alpha) = fG + (K_1 + K_2 f + K_3 f) ab + p.$$

Суму коефіцієнтів при ab можна замінити одним коефіцієнтом K_0 , тоді це рівняння набере вигляду

$$P(\cos \alpha + f \sin \alpha) = fG + K_0 ab + p. \quad (1.33)$$

Розглянемо силу p , що витрачається на відкидання скиби. Ця сила витрачається на надання кінетичної енергії (живої сили) скибі. За секунду по полиці пройде скиба завдовжки v , яка дорівнює швидкості руху плуга. Об'єм цієї скиби буде abv , а її вага $abv\gamma$, де γ — об'ємна вага ґрунту.

Якщо маса цієї скиби $\frac{abv}{g}\gamma$, то жива сила, що надається скибі,

$$\frac{abv}{g}\gamma \frac{v^2}{2}.$$

Відомо, що жива сила — це робота за секунду сили p на шляху S . Тоді можна записати:

$$pS = \frac{abv}{g}\gamma \frac{v^2}{2}.$$

Оскільки $S = v$, то

$$pv = \frac{abv}{g}\gamma \frac{v^2}{2}.$$

Звідси

$$p = \frac{\gamma abv^2}{2g}.$$

Після перетворення залежності (1.33) і підстановки значення p матимемо

$$P = \frac{f}{\cos\alpha + f\sin\alpha}G + \frac{K_0ab}{\cos\alpha + f\sin\alpha} + \frac{\gamma abv^2}{2g(\cos\alpha + f\sin\alpha)}.$$

Якщо $f/(\cos\alpha + f\sin\alpha)$ замінити коефіцієнтом f_0 , $K_0/(\cos\alpha + f\sin\alpha)$ — коефіцієнтом K , а $\gamma/2g(\cos\alpha + f\sin\alpha)$ — коефіцієнтом ε , то отримуємо

$$P = f_0G + Kab + \varepsilon abv^2. \quad (1.34)$$

Академік В.П. Горячкін цю формулу назвав раціональною, бо вона виражена раціональним алгебричним виразом і суть її є раціональною з погляду механіки.

Перший член раціональної формули тягового опору плуга виражає опір, пропорційний силі ваги G і коефіцієнту пропорційності f , який визначається при протягуванні плуга у відкритій борозні. В.П. Горячкін до цього опору відніс опір тертя об дно борозни і втулок коліс об осі, опір перекочування коліс по полю. Цю сукупність опорів він назвав «мертвим опором».

Другий член виражає опір, зумовлений деформацією скиби завтовшки a і завширшки b , а коефіцієнт K є питомим опором ґрунту, який виражається у ньютонках на квадратний метр (Н/м^2).

Третій член є опором, який пов'язаний із наданням кінетичної енергії (живої сили) часточкам скиби завтовшки a і завширшки b за швидкості v руху плуга. Коефіцієнт ε залежить від параметрів (геометричної форми) робочої поверхні плужного корпусу та властивостей ґрунту і виражається в ньютон-секундах у квадраті на метр у четвертому степені ($\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$).

В.П. Горячкін та інші дослідники значення коефіцієнтів f_0 , K і ε визначали динамометруванням плугів у різних ґрунтових умовах. У багатьох випадках вони були нестійкими. За даними В.П. Горячкіна, вони мають такі значення: $f_0 = 0,5$ для стернища і $f_0 = 1,0$ для конюшинища; $K = 20\ 000$ Н/м^2 на легких, $30\ 000$ Н/м^2 на середніх і $40\ 000\text{--}50\ 000$ Н/м^2 на важких ґрунтах; $\varepsilon = 1500\text{--}2000$ $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$.

Ураховуючи складність і трудомісткість отримання коефіцієнтів раціональної формули і нестійкість навіть їхніх середніх значень, визначених динамометруванням, запропоновано інші формули. Однією з найпростіших в експлуатаційних і конструкторських розрахунках тягового опору плуга є формула

$$P = Kab, \quad (1.35)$$

де K — питомий опір плуга; a і b — розміри поперечного перерізу скиби.

Із цієї залежності можна записати

$$K = \frac{P}{ab}.$$

Якщо чисельник і знаменник правої частини отриманої формули помножити на швидкість v , то ця формула набере вигляду

$$K = \frac{Pv}{abv}. \quad (1.36)$$

У цій залежності чисельник є потужністю або секундною роботою, а знаменник — секундним об'ємом ґрунту, який піднімає плуг. Тобто коефіцієнт K є витратою енергії на одиницю об'єму, що обробляється плугом.

Коефіцієнт корисної дії плуга (ККД) є відношенням корисного опору, тобто опору, пов'язаного з виконанням технологічного процесу, до повного тягового опору.

За раціональною формулою повний тяговий опір плуга складається з трьох членів. Перший член цієї формули f_0G є «мертвим опором». Енергія, витрачена на його подолання, вважається непродуктивною. Другий і третій члени $Kab + \varepsilon av^2$ — це корисний опір, тобто енергія, витрачена на його подолання, є продуктивною. Отже, формула для визначення ККД плуга має вигляд

$$\eta = \frac{Kab + \varepsilon av^2}{f_0G + Kab + \varepsilon av^2},$$

або

$$\eta = \frac{(K + \varepsilon v^2)ab}{f_0G + (K + \varepsilon v^2)ab}. \quad (1.37)$$

Коефіцієнт корисної дії плуга можна виразити у такому вигляді:

$$\eta = \frac{P - f_0G}{P} = 1 - \frac{f_0G}{f_0G + (K + \varepsilon v^2)ab}. \quad (1.38)$$

Як видно із формули (1.37), на ККД плуга крім умов роботи впливає вага плуга. Для причіпних плугів ККД становить 0,75...0,55, а для начіпних — 0,8...0,6, оскільки вони мають меншу вагу. Коефіцієнт корисної дії плуга характеризує доцільність використання у певній конструкції витраченого металу на його виготовлення.

1.2.10. Обґрунтування схеми розміщення робочих органів на рамі плуга

Вихідними даними для проектування схеми розміщення робочих органів на рамі плуга є тягове зусилля трактора P_T , з яким буде агрегатуватися плуг, ширина захвату b одного плужного корпусу, глибина обробітку a , питомий опір ґрунту K і кут γ_0 між лезом лемеша та стінкою борозни.

Проектування схеми плуга починають із визначення кількості корпусів n за формулою

$$n = \eta \frac{P_T}{Kb}, \quad (1.39)$$

де $\eta = 0,80 \dots 0,95$ — коефіцієнт використання тягового зусилля трактора; P_T — тягове зусилля трактора, Н; b — ширина захвату плужного корпусу, см; K — питомий опір ґрунту, Н/см².

Після визначення кількості корпусів будують схему плуга. Побудову починають з горизонтальної проєкції, на якій проводять на одну більше горизонтальних ліній, ніж кількість корпусів з відстанню між ними, що дорівнює ширині захвату b корпусу. Як приклад на рис. 1.43 подано схему для чотирьохкорпусного плуга. З точки A_1

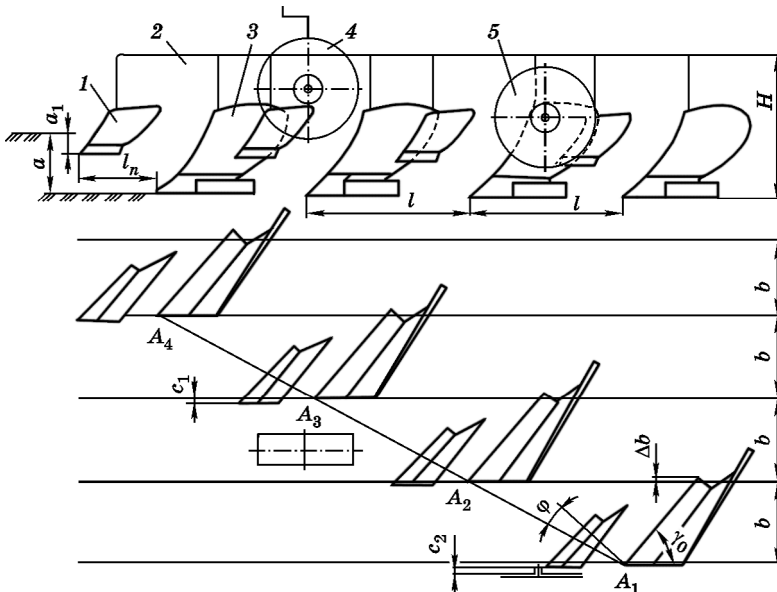


Рис. 1.43. Схема розміщення робочих органів на рамі чотирьохкорпусного навісного плуга:

1 — передплужник; 2 — рама; 3 — плужний корпус; 4 — опорне колесо;
5 — дисковий ніж

під кутом γ_0 до лівої лінії проводимо лезо лемеша останнього плужного корпусу, яке має довжину, що дає змогу забезпечити перекриття $\Delta b = 2$ см.

Відстань між корпусами l визначають за залежністю

$$l = btg(\gamma_0 + \varphi), \quad (1.40)$$

де φ — кут тертя ґрунту об сталь.

Рекомендується вибирати такі параметри: $l = 70$ см при $b = 30$ см, $l = 75$ см при $b = 35$ см і $l = 80$ см при $b = 40$ см.

Для графічного визначення положення корпусів із точки A_1 проводять лінію, відхилену ліворуч від нормалі до лінії лемешів на кут φ . Ця лінія перетинається з горизонталями у точках A_2, A_3, A_4 , які будуть початком носків лемешів передніх плужних корпусів.

Перед корпусами спереду на відстані l_n установлюють передплужники. Ця відстань має забезпечувати вільне проходження скиби між передплужником і корпусом. Залежно від глибини оранки беруть $l_n = 300...350$ мм. Польовий обріз передплужника має виходити в поле на $c_1 = 5...10$ мм, щоб повторно стінка борозни не обрізалася польовим обрізом плужного корпусу. На глибину передплужник установлюють так, щоб він підрізав задернілий шар ґрунту. Як правило, $a_1 = 10...12$ см.

Дисковий ніж установлюють перед передплужником так, щоб вісь обертання диска була напроти носка лемеша передплужника або на 5 см уперед під час роботи на підвищених швидкостях. Площина обертання диска має бути винесена в бік незораного поля на $c_2 = 15...20$ мм. На глибину дисковий ніж установлюють так, щоб його маточина не дотикалася до поверхні поля на 1...2 см. Це встановлення має забезпечувати підрізання скиби на 2...3 см більше, ніж підрізує передплужник.

У начіпних плугах у поздовжній площині опорне колесо розміщується напроти незораного поля між переднім і заднім корпусами. Вісь обертання колеса має бути ззаду від носка переднього корпусу на 1/3 відстані між переднім і заднім корпусами. Навівначіпні плуги, як правило, обладнують опорним і заднім колесами. Опорне колесо розміщується між першим і другим корпусами, а заднє — за останнім корпусом.

Із горизонтальної проекції розміщення робочих органів переносять на вертикальну.

Висоту H центра рами чи гряділів від опорної площини корпусів визначають за умови усунення забивання між рамою і поверхнею поля рослинними рештками:

$$H = a + b + c/2, \quad (1.41)$$

де a — розрахункова глибина оранки; b — ширина захвату плужного корпусу; c — висота вертикальної полиці рами чи гряділя.

Рама є основною складовою плуга, до якої кріплять усі робочі органи, колеса і начіпний або причіпний пристрій. Раму виготовляють із окремих гряділів, які зв'язані розпірками, або у вигляді суцільного трубчастого бруса.

1.2.11. Умови рівноваги плуга

Якість оранки значною мірою залежить від рівноваги плуга у позовжньо-вертикальній і горизонтальній площинах.

Розглядаючи рівновагу плуга, вважатимемо, що плуг рухається прямолінійно і зі сталою швидкістю. При побудові напрямком координатної осі x візьмемо за напрямком проведеної борозни, осі y — перпендикулярно до площини стінки борозни, осі z — по вертикалі вгору. При цьому всі активні й пасивні сили, що діють на плуг, у тому числі й розподілені сили опору ґрунту робочим органам, зосереджені і прикладені в певних точках плуга.

Залежно від способу приєднання до трактора плуг може мати від двох до чотирьох можливих переміщень. Найбільше переміщень має причіпний плуг. Для фіксації в певному положенні відносно поверхні поля і стінки борозни плуг повинен мати стільки опорних пристроїв, стільки він має переміщень. Зазвичай плуги мають багато більше опор. Так, начіпний чотирикорпусний плуг, приєднаний до трактора за допомогою навісного механізму, має два переміщення відносно трактора (можливість повернутися біля осей y і z) і дев'ять опор, якими плуг дотикається до дна і стінки борозни і поверхні поля, тоді як потрібно лише дві опори.

Отже, сучасні плуги є статично невизначеними системами, що ускладнює їх регулювання під час роботи і унеможливує проведення розрахунків без певних припущень.

Польові дошки і опорні колеса є одnobічними зв'язками плуга, тому умова його рівноваги полягає в тому, щоб реакція опор не дорівнювала нулю.

Умови рівноваги плуга можна визначити як аналітично, так і графічно. Як об'єкт розрахунку візьмемо трикорпусний плуг, навішений за допомогою стандартного навісного механізму на гусеничний трактор. Оскільки завдання є статично невизначеним, скористаємося додатковими умовами, запропонованими професором Г.М. Синековим:

- польові дошки плужних корпусів не дотикаються до дна борозни, що відбувається при обладнанні плуга долотоподібними лемешами;

- усі польові дошки мають однакову довжину;
- усі плужні корпуси і польові дошки однаково навантажені;
- рівновага плуга в горизонтальній площині забезпечується лише польовими дошками;
- коефіцієнт опору перекочування μ колеса сталій, його значення не змінюється при різних навантаженнях на колесо;
- значення коефіцієнта тертя f ґрунту об сталь відоме.

Згідно з додатковими умовами зусилля, прикладені до робочих поверхонь усіх плужних корпусів, однакові. Це дає змогу замінити сили і моменти, які прикладені до цих корпусів, рівнодійною силою і сумарним моментом, прикладеними до середнього корпусу. Завдяки однаковій довжині польових дошок усіх корпусів сумарну силу F можна прикласти до польової дошки середнього корпусу.

Прийняті припущення дають можливість розглядати плуг як статично визначену систему, а отже, визначити сили S , $N_{\text{л}}$, $N_{\text{п}}$ у ланках навісного механізму і сили T у тягах вантажного вала, а також силу Q , прикладену до обода колеса, і сумарну силу F , що прикладена до польової дошки середнього корпусу.

Заданими силами є вага плуга G , головний вектор сил опору плуга R і динамічний момент M_0 (зведений момент).

Три проекції схеми трикорпусного начіпного плуга і сили, що діють на нього, показано на рис. 1.44. Центр координат лежить на середині лівої цапфи осі підвіски. Тяги навісного механізму замінено відповідно напрямленими силами S , $N_{\text{л}}$ і $N_{\text{п}}$. Напрямок дії сил T і T' у тягах горизонтального вала (в розкосах навісного механізму) умовно прийнято вертикальним, прикладеним до осі підвіски плуга

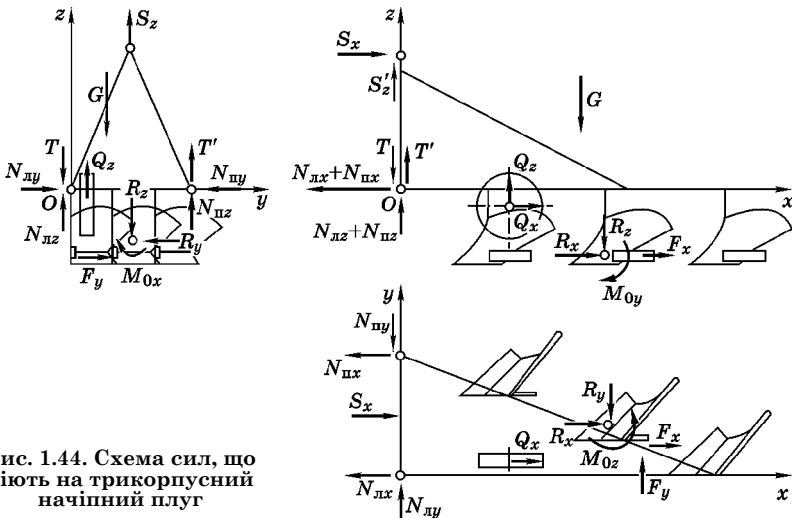


Рис. 1.44. Схема сил, що діють на трикорпусний начіпний плуг

в точках, що відповідають центрам приєднання шарових шарнірів нижніх ланок навісного механізму. Таке припущення справедливе, оскільки сили T і T' , які однакові за значенням, але різні за напрямком, потрібні лише для визначення моменту, що утримує плуг від повороту біля осі x . Координати точок прикладання сил відомі з розмірів плуга.

Щоб забезпечити рівновагу плуга, потрібно, аби сума проєкцій сил, які діють на кожну з трьох координатних осей, і сума моментів цих сил відносно кожної з цих осей дорівнювали нулю, тобто слід скласти шість рівнянь.

Сума проєкцій сил становитиме

$$R_x + Q_x + F_x + S_x - N_{лx} - N_{пx} = 0;$$

$$F_y - R_y + N_{ly} - N_{пy} = 0;$$

$$T' - T + N_{пy} + N_{ly} + Q_z + S_z - R_z - G = 0.$$

Сума моментів відносно осей координат:

$$Q_z y_Q - G y_G + F_y z_F - R_y z_R - R_z y_R + S_z y_S + \\ + N_{пz} y_N + T' y_T - M_{0y} = 0;$$

$$Q_z x_Q + Q_x z_Q - S_x z_S + R_x z_R - R_z x_R + F_x z_F - G x_G - M_{0x} = 0;$$

$$N_{пx} y_N - S_x y_S - Q_x y_Q - R_x y_R - R_y x_R + F_y x_F - F_x y_F + M_{0x} = 0.$$

Ураховуючи, що $T = T'$, $Q_x = \mu Q_z$, $F_x = f F_y$ і відомі співвідношення між R_x , R_y , R_z , а також значення кутів, які характеризують напрямки ланок навісного механізму у відповідних площинах проєкцій, можна у наведених рівняннях зробити відповідні заміни та перетворення і розв'язати як систему лінійних рівнянь.

Проте аналітичний спосіб визначення опорних реакцій і зусиль у ланках механізмів дуже трудомісткий, тому перевагу віддають графічному способу розрахунків.

Суть графічного способу визначення опорних реакцій начіпних і напівначіпних плугів полягає в тому, що в певному масштабі будують проєкції конструктивної схеми орного агрегату в двох чи трьох координатних проєкціях. У двох проєкціях будують схеми, за якими плуг агрегується з гусеничним чи колісним трактором, усі колеса чи гусениці якого переміщуються в одній площині по незораному полю. Якщо праві колеса чи права гусениця трактора переміщуються по дну борозни, то будують третю проєкцію у вертикально-поперечній площині.

Заданими силами за цього способу є вага плуга G і сили R_{xy} , R_{xz} , R_{yz} , значення яких визначають із співвідношення між ними і тяговим опором.

На схемі наносять вектори відомих сил, а також точки і напрямки дії сил, які треба визначити. Після цього будують багатокутник сил (по одному на кожен координатну площину), тобто здійснюють геометричне додавання векторів сил. Додавання сил можна здійснювати у будь-якому порядку, проте останніми мають бути дві сили — опорна реакція і рівнодійна сила опору, значення яких невідоме, але відомий напрямок їх дії. При цьому багатокутник сил має бути замкненим, а рівнодійна всіх сил повинна проходити через миттєвий центр обертання начіпного плуга або через точку причепа, якщо плуг причіпний. Замкнений багатокутник сил доводить те, що сума проєкцій сил дорівнює нулю, а проходження рівнодійної сили через миттєвий центр означає, що сума моментів сил також дорівнює нулю. Отже, плуг перебуває у зрівноваженому стані.

Розглянемо визначення опорних реакцій і зусиль у ланках навісного механізму на прикладі трикорпусного плуга, приєднаного до гусеничного трактора стандартним навісним механізмом, при якому плуг має два вільні переміщення. Обидві гусениці трактора переміщуються по поверхні незораного поля.

Розрахунок починаємо з побудови у певному масштабі проєкцій схеми плуга в поздовжньо-вертикальній xOz і горизонтальній xOy площинах (рис. 1.45).

Розглянемо рівновагу плуга у поздовжньо-вертикальній площині. В цій площині на плуг діє сила ваги G , реакція ґрунту на робочі поверхні плужних корпусів $\sum R_{xz}$, сила тертя польових дощок об стінку борозни F_x , реакція ґрунту на опорне колесо Q та сила тяги P_{xz} .

Як зазначалося, графічним методом можна визначити лише дві сили: силу реакції ґрунту на опорне колесо Q і рівнодійну всіх сил опору R_{xz} (за умови, що лінії дії їх відомі). Сили G , $\sum R_{xz}$ і F_x мають бути відомі або обраховані.

Силу ваги плуга G беремо із його технічної характеристики або визначаємо за залежністю

$$G = qabn, \quad (1.42)$$

де $q = 2,2 \dots 3,0$ — відносна маса плуга, т/м²; a і b — відповідно товщина і ширина скиби; n — кількість корпусів.

Для визначення сили $\sum R_{xz}$ спочатку знаходимо силу R_x одного корпусу за формулою

$$R_x = Kab,$$

де K — питомий опір ґрунту.

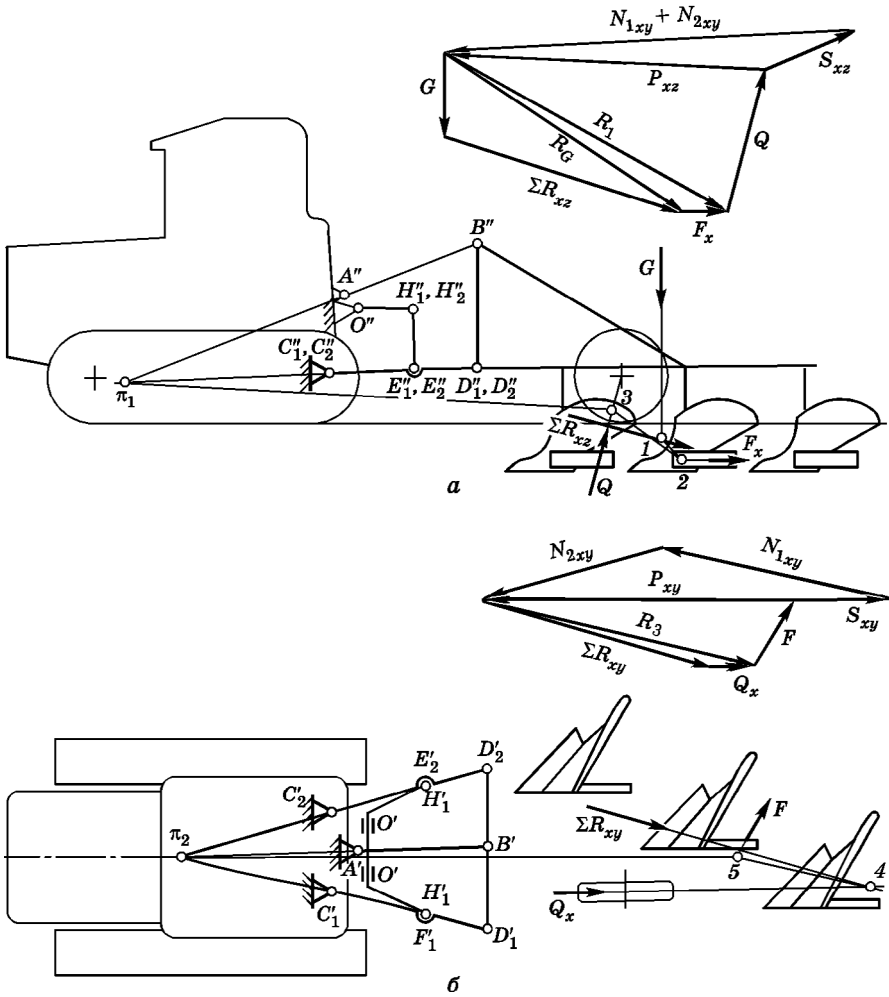


Рис. 1.45. Схема сил, що діють на плуг:

а — у поздовжньо-вертикальній площині xOz ; б — у горизонтальній площині xOy

Потім зі співвідношення між R_x і R_z визначаємо за формулою (1.31):

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \psi = \pm 0,2 R_x.$$

Знаючи R_x і R_z , визначаємо модуль R_{xz} за формулою

$$R_{xz} = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}.$$

Напрямок дії цієї сили

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{R_z}{R_x}.$$

Для визначення сили $\sum R_{xz}$ скористаємося припущенням, що всі корпуси навантажені однаково, тоді рівнодіяна всіх корпусів

$$\sum R_{xz} = nR_{xz},$$

де n — кількість корпусів.

Вважають, що ця сила прикладена до середнього корпусу на висоті $0,5a$ від дна борозни під кутом ψ до горизонту ґрунту. Сила тертя польової дошки одного корпусу об стінку борозни F'_x залежить від бокової складової сили опору корпусу R_y і коефіцієнта тертя f ґрунту об сталь:

$$F'_x = fR_y.$$

Відповідно до співвідношення між R_y і R_x із залежності (1.30) визначаємо R_y :

$$R_y \approx 1/3R_x.$$

Тоді, взявши орієнтовно $f = 0,5$, матимемо

$$F'_x \approx R_x/6.$$

Якщо польові дошки всіх корпусів мають однакову довжину, то сумарна сила тертя

$$F_x = nR_x/6.$$

Вважатимемо, що вона прикладена на кінці польової дошки середнього плужного корпусу під кутом тертя ϕ до нормалі.

Напрямок реакції ґрунту на опорне колесо визначаємо за коефіцієнтом перекочування μ :

$$\mu = \operatorname{tg} \delta.$$

Коефіцієнт μ беруть таким, що дорівнює $0,1$ на щільних і $0,2$ на розпушених ґрунтах, що відповідає 9° і 12° кута δ .

Визначені сили наносимо на проекцію схеми плуга в поздовжньо-вертикальній площині (рис. 1.45, а). Силу ваги G прикладаємо в центрі ваги плуга, реакцію Q опорного колеса напрямляємо через вісь колеса під кутом δ до вертикалі, рівнодійну ΣR_{xz} прикладаємо до середнього корпусу на відстані $0,5a$ від дна борозни під кутом ψ до горизонталі, силу тертя F_x — на кінці польової дошки середнього корпусу.

Після обрахунків крім поздовжньо-вертикальної проекції схеми плуга у вибраному масштабі будуємо схему багатокутника сил. Проводимо вектор сили ваги G , із його кінця — вектор сили ΣR_{xz} . З'єднавши початок вектора G з його кінцем ΣR_{xz} , отримаємо напрямок і значення рівнодійної R_G цих сил. Після цього на схемі плуга через точку 1 перетину лінії дії сил G і ΣR_{xz} проводимо пряму, паралельну силі R_G , до перетину її напрямком дії сили тертя F_x у точці 2.

На багатокутнику сил із кінця вектора R_G відкладаємо вектор сили тертя F_x . У результаті додавання отримаємо рівнодійну R_1 .

На схемі плуга через точку 2 проводимо лінію, паралельну силі R_1 , до перетину її з лінією дії сили Q у точці 3, у якій прикладена рівнодійна R'_{xz} усіх сил опору плуга G , ΣR_{xz} , F_x і Q . Вона зрівноважується силою тяги P_{xz} , що проходить через точку 3 і миттєвий центр обертання плуга π_1 . З'єднавши точки 3 і π_1 прямою, отримаємо лінію дії сили тяги P_{xz} і сили опору плуга R'_{xz} , які однакові за значенням, але протилежні за напрямком дії.

Для визначення значення сил Q , P_{xz} і R'_{xz} скористаємося багатокутником сил. Для цього з кінця вектора R_1 проводимо пряму лінію, паралельну напрямку дії сили Q , а із початку вектора G — лінію, паралельну π і 3. Точку перетину дають відрізки, які у прийнятому масштабі визначають силу реакції Q опорного колеса і сил P_{xz} і R'_{xz} .

Для визначення сил у ланках навісного механізму трактора $(S_{xz}, N_{1xz} + N_{2xz})$ на силовому багатокутнику силу P_{xz} розкладемо на напрямки, паралельні лініям $A''B''$ і $C_1''C_2'' - D_1''D_2''$, і отримаємо значення сил S_{xz} , $N_{1xz} + N_{2xz}$ у ланках навісного механізму (див. рис. 1.45, а).

Розглянемо рівновагу плуга в горизонтальній площині xOy , у якій на плуг діють такі сили: реакція ґрунту на робочі поверхні плужних корпусів ΣR_{xy} , реакція ґрунту Q_x на опорне колесо, реакція стінки борозни на польові дошки F і сила тяги P_{xy} .

Визначаємо сили, які потрібні для побудови багатокутника сил. Реакція ґрунту на робочі поверхні плужних корпусів:

$$\sum R_{xy} = nR_{xy},$$

де n — кількість корпусів; R_{xy} — реакція ґрунту на робочу поверхню одного корпусу:

$$R_{xy} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2},$$

де $R_y \approx 0,35 R_x$.

Напрямок дії сили R_{xy} визначаємо за формулою

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{R_y}{R_x}.$$

Реакція ґрунту на опорне колесо Q_x є проекцією Q на горизонтальну площину:

$$Q_x = Q \sin \delta.$$

Реакція F стінки борозни на польові дошки прикладена до кінця польової дошки середнього корпусу під кутом тертя ϕ до нормалі.

Побудову багатокутника сил починаємо з додавання сил $\sum R_{xy}$ і Q_x (рис. 1.45, б). Отримуємо рівнодійну R_3 і її напрямок. На проекції схеми плуга із точки 4, що є перетином лінії сил $\sum R_{xy}$ і Q_x , паралельно їх рівнодійній R_3 проводимо пряму до перетину з лінією дії сили F у точці 5. Точку 5 з'єднуємо з π_2 (миттєвий центр). Таким чином визначаємо лінію дії сили тяги P_{xy} .

У багатокутнику сил через початок і кінець сили R_3 проводимо відповідно лінії, паралельні напрямку $\pi_2 - 5$ і силі F . Точка їх перетину визначатиме значення сил P_{xy} і F .

Сила P_{xy} є рівнодійною проекцій на площину xOy трьох сил S_{xy} , $N_{1,xy}$, $N_{2,xy}$, які сходяться в точці π_2 і сприймаються ланками навісного механізму. Напрямок цих сил і значення сили S_{xy} відомі. Сила S_{xy} дорівнює S_{xz} , значення якої визначене під час розгляду рівноваги плуга у поздовжньо-вертикальній площині. Щоб визначити сили $N_{1,xy}$ і $N_{2,xy}$, у багатокутнику сил суміщуємо початок вектора сили S_{xy} з початком вектора сили P_{xy} і наносимо вектор сили S_{xy} .

Через її кінець проводимо лінію, паралельну ланці $C_1'D_1'$, а через кінець вектора P_{xy} проводимо лінію, паралельну ланці $C_2'D_2'$. Точка перетину цих ліній відповідає кінцю вектора сили $N_{1_{xy}}$ і початку вектора сили $N_{2_{xy}}$.

Проекції сил P_{xy} і P_{xz} на вісь x мають бути однаковими, бо інакше слід здійснити коригування за рахунок сили F , яку брали при визначенні орієнтовно.

Рівновага напівначіпного плуга. Напівначіпні плуги під час роботи підтримуються на двох опорних колесах і навісній системі трактора. Визначення рівноваги напівначіпного плуга таке саме, як і начіпного. При цьому доцільно враховувати, що реакція ґрунту на обидва опорні колеса однакова, тому при побудові багатокутника сил зображуємо їх однією силою.

1.3. Теорія та розрахунок дискових ґрунтообробних машин і знарядь

До дискових ґрунтообробних машин і знарядь належать такі, які обладнані дисковими робочими органами, а саме: дискові плуги, дискові лушпильники, борони і мотики. Характерною ознакою дискових робочих органів є те, що вони в процесі роботи разом із машиною чи знаряддям здійснюють не тільки поступальний рух, а й обертальний за рахунок сил зчеплення з ґрунтом. Під час роботи дискові робочі органи менше забиваються рослинними рештками.

На плугах, лушпильниках і боронах найчастіше застосовують сферичні диски (рис. 1.46, а). Вирізні диски (рис. 1.46, б) встановлюють на важких боронах, призначених для первинного обробітку важких задернілих ґрунтів. На лункоутворювачах, які використовують для обробітку ґрунтів, що зазнають водяної ерозії, застосовують спарені сферичні диски (рис. 1.46, в), які закріплені на валу ексцентрично, причому так, що одні повернуті відносно інших на 180° . Голчастими

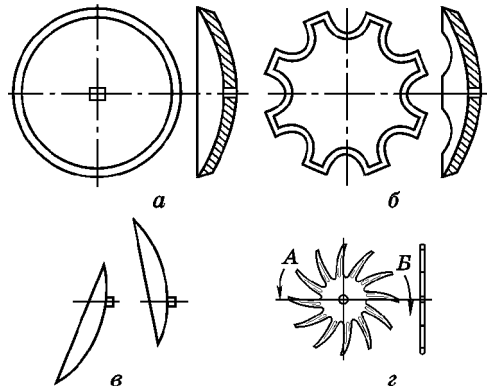


Рис. 1.46. Дискові робочі органи:

а — сферичний диск; б — вирізний диск; в — спарені сферичні диски; з — голчастий диск

дисками (рис. 1.46, з) обладнують мотики, голчасті борони і культиватори.

1.3.1. Основні геометричні параметри дисків

У сучасних ґрунтообробних машинах і знаряддях застосовують диски з постійною кривиною на всіх точках робочої поверхні, тобто сферичні сегменти. Диски зі змінною кривиною, утворені обертаням параболи чи еліпса, широко не застосовують.

Основними геометричними параметрами сферичного диска є його діаметр D (рис. 1.47), радіус кривини сфери диска r , передній кут ε_1 , який з ними пов'язаний і дорівнює половині центрального кута дуги діаметрального перерізу диска, кут загострення i , кут нахилу фаски диска до його основи ω , кут різання α , задній кут ε_2 і товщина диска δ . Кожний із цих параметрів має певне технологічне значення.

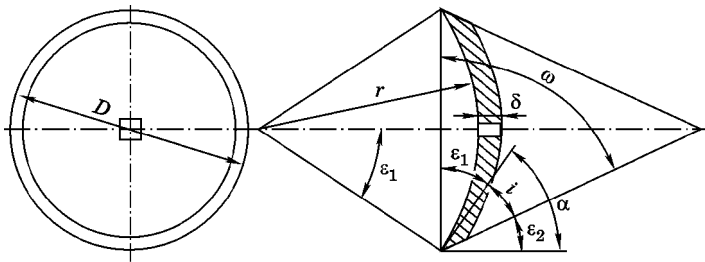


Рис. 1.47. Основні параметри сферичного диска

Діаметр диска D є одним із основних геометричних параметрів. Розміри його безпосередньо пов'язані з глибиною обробітку, причому зі збільшенням діаметра диска погіршується його заглиблення в ґрунт внаслідок зростання вертикальної складової реакції ґрунту. Залежно від умов роботи діаметр диска слід вибирати найменшим із допустимих значень.

Між діаметром диска D і глибиною обробітку a рекомендується таке співвідношення:

$$D = ka, \quad (1.43)$$

де k — коефіцієнт (для плугів $k = 3,0 \dots 3,5$; для борін $k = 4,0 \dots 6,0$ і для луцильників $k = 5,0 \dots 6,0$).

Діаметри дисків стандартизовані. На причіпних дискових плугах установлюють диски діаметром 610...810 мм, на начіпних 580...710, на боронах — 450...660, а на луцильниках — 450...610 мм. Голчасті диски виготовляють діаметром 350, 450 і 520 мм.

Радіус кривини сфери диска r впливає на кришіння, розпушування і обертання скиби. Інтенсивність деформівної дії диска зростає зі зменшенням радіуса кривини. Проте вибір радіуса кривини залежить від діаметра диска D . Як видно з рис. 1.47, залежність між D і r має такий вигляд:

$$r = D/2\sin\varepsilon_1, \quad (1.44)$$

де ε_1 — передній кут, що дорівнює половині центрального кута дуги діаметрального перерізу диска.

Для плугів кут ε_1 становить 31...37°, для луцильників 26...32° і борін 22...26°.

Кут загострення i також значно впливає на технологічні властивості роботи диска. Загострюють сферичні диски, як правило, із зовнішнього випуклого боку. Для дисків плугів $i = 15...25^\circ$, для борін і луцильників — $i = 10...20^\circ$. Диски, які використовують на твердих ґрунтах, загострюють із внутрішнього боку.

Кут нахилу фаски диска до його основи ω зв'язаний із переднім кутом ε_1 та кутом загострення i :

$$\omega = i + \varepsilon_1. \quad (1.45)$$

Кут різання α залежить від кута загострення i та заднього кута ε_2 :

$$\alpha = i + \varepsilon_2. \quad (1.46)$$

Задній кут ε_2 по висоті диска змінюється, що веде до зміни кута різання. Від його значення залежить витрата енергії на обробіток ґрунту і навіть роботоздатність диска. Нормальна робота диска забезпечується тоді, коли величина загострення кута буде позитивною на поверхні поля.

Товщину диска δ визначають за емпіричною формулою

$$\delta = 0,008D. \quad (1.47)$$

Для дисків, які працюють на важких ґрунтах,

$$\delta = 0,008D + 1.$$

1.3.2. Регульовані технологічні параметри та процес роботи дисків

До регульованих параметрів дисків, які мають технологічне значення, належать кут β між площиною обертання диска і напрямком поступального руху знаряддя (кут атаки), кут θ нахилу площини

обертання диска від вертикалі або кут між віссю обертання диска і горизонталлю та вага знаряддя (навантаження на диск). Кут нахилу диска до площини обертання ϵ в дискових плугах і становить $\theta = 15...25^\circ$.

Процес роботи. При переміщенні сферичного диска під кутом β до напрямку руху він завдяки зчепленню з ґрунтом обертається і вирізує з нього скибу еліптичного перерізу (рис. 1.48). Диск, що рухається поряд, також вирізує подібну скибу, внаслідок чого утворюється гребенисте дно.

Диски можуть розміщуватися батареями, як в дискових луцильниках і боронах, так і поодиноці — в дискових плугах.

Кут атаки β дисків впливає на процес їх роботи. Чим більший кут атаки, тим більше кришиться та розпушується ґрунт, краще підризаються бур'яни і загортається насіння бур'янів. Проте надмірне збільшення кута атаки ускладнює сповзання часточок ґрунту з поверхні диска, а також призводить до скупчення ґрунту перед диском. За невеликих кутів атаки ($10...20^\circ$) диски розрізують верхній шар ґрунту і лише частково кришать і розпушують його. Так відбувається під час роботи дискових борін. У дискових плугах диски розміщуються під кутом атаки $\beta = 40...45^\circ$, у луцильниках — $\beta = 10...35^\circ$ і боронах — $\beta = 10...22^\circ$. Якщо кут атаки становить $10...20^\circ$, то дискові луцильники використовують як дискові борони.

Висота гребенів, що утворюються між проходами дисків, характеризує якість обробітку ґрунту і залежить від діаметра диска D , кута атаки β і відстані між дисками b . Для визначення взаємозв'язку між цими параметрами скористаємося рис. 1.48.

Розглянемо прямокутний трикутник OAB , в якому $OB = D/2$, $AO = D/2 - h$ і $AB = c/2$.

Виходячи з цього, можна записати:

$$\left(\frac{D}{2}\right)^2 = \left(\frac{D}{2} - h\right)^2 + \left(\frac{c}{2}\right)^2.$$

Після перетворення отримаємо

$$h^2 - Dh + \left(\frac{c}{2}\right)^2 = 0,$$

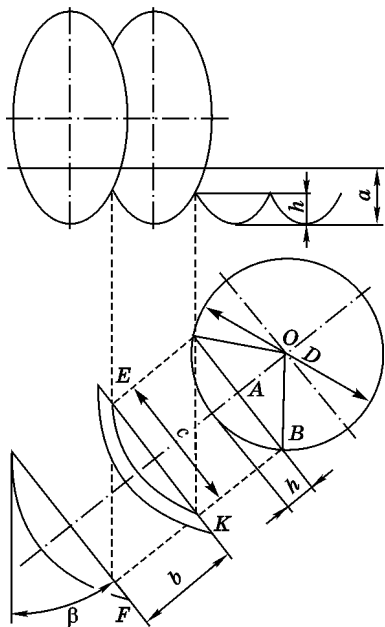


Рис. 1.48. Схема для визначення висоти гребенів

звідки

$$h_{1,2} = \frac{D}{2} \pm \frac{1}{2}\sqrt{D^2 - c^2}.$$

Умову завдання задовольняє лише другий корінь, оскільки h не може бути більшою ніж $D/2$, тобто

$$h = \frac{D}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{D^2 - c^2}.$$

Оскільки із трикутника EFK $c = b \operatorname{ctg} \beta$, то

$$h = \frac{D}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{D^2 - b^2 \operatorname{ctg}^2 \beta}. \quad (1.48)$$

Із залежності (1.48) видно, що висота гребенів зі збільшенням кута атаки зменшується. Для якісного обробітку ґрунту нормальною висоту гребенів для плугів вважають $h \leq 0,4a$, для луцильників — $h \leq 0,5a$.

Якщо відомо діаметр диска D , відстань між дисками b і задано висоту гребенів, то можна визначити кут атаки β , користуючись номограмою, розробленою професором Г.М. Синеоковим (рис. 1.49). Порядок визначення на рисунку показано стрілками.

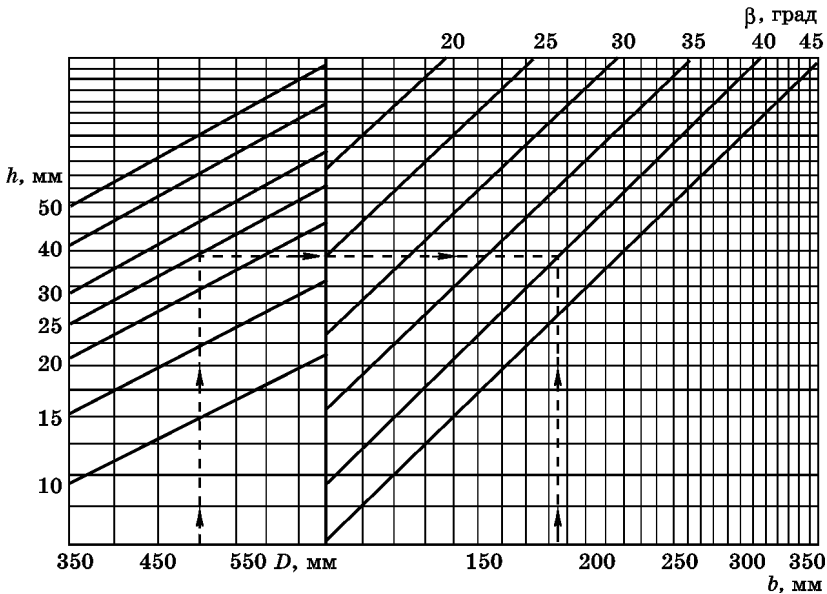


Рис. 1.49. Номограма для визначення кута атаки дискового знаряддя

Відстань між дисками b вибирають з умови запобігання заклинюванню скиби ґрунту між сусідніми дисками. Цього досягають, якщо

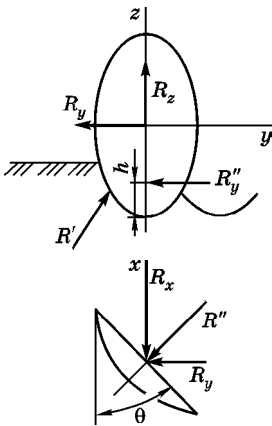
$$b \geq 1,5a. \tag{1.49}$$

Крім висоти гребенів на якість роботи лушцильників впливає повнота підрізання бур'янів і пожнивних решток. Вона залежить не тільки від кута атаки, а й від швидкості руху лушцильника. Найменше невідрізаних бур'янів досягають за максимального кута атаки 35° . Зі збільшенням швидкості до 2 м/с кількість невідрізаних бур'янів зменшується, а при подальшому її збільшенні — зростає.

Глибина ходу дисків залежить від навантаження на диск, кута атаки і швидкості переміщення знаряддя. Чим більші навантаження на диск і кут атаки, тим більша глибина ходу диска. У разі збільшення швидкості руху знаряддя глибина ходу дещо зменшується. Доцільно працювати з дисковими лушцильниками за швидкості до 2 м/с.

1.3.3. Силова характеристика і тяговий опір дискових робочих органів

Під час роботи на сферичні диски діють елементарні сили опору ґрунту, які виникають на його поверхні, лезі та фасках, а також сила тертя. Вони не мають однієї рівнодійної сили. Їх можна звести до сили та моменту (динами) або до двох мимобіжних сил R' і R'' (рис. 1.50). Сила R' лежить у вертикальній площині і проходить через вісь обертання диска. Сила R'' , яка паралельна осі обертання і розміщується на відстані h від дна борозни, що дорівнює приблизно половині глибини ходу a диска.



Для зручності в розрахунках і визначеннях користуються силами R_x, R_y, R_z , які діють у напрямку відповідних осей координат. Силу R_x , яка збігається з напрямком руху диска, можна визначити лінійним динамометруванням чи за довідковими даними. Сили R_y і R_z обчислюють із співвідношення цих сил із силою, встановленою експериментально.

Співвідношення між силами R_x і R_y виражається залежністю

$$R_y = nR_x, \tag{1.50}$$

де n — коефіцієнт (для лушцильників $n =$

Рис. 1.50. Схема силової характеристики сферичного диска

$= 0,76...1,24$, для борін $n = 0,12...1,2$). При цьому більше значення n відповідає малій глибині обробітку і великому куту атаки.

Співвідношення між силами R_x і R_z має такий вигляд:

$$R_z = mR_x, \quad (1.51)$$

де m — коефіцієнт (для луцильників $m = 0,37...0,76$, для борін $m = 0,76...1,57$). При цьому більше значення m відповідає більшій глибині обробітку і меншому куту атаки.

Питомий тяговий опір дискових плугів і луцильників такий самий, як і опір лемішних плугів і луцильників, тому при розрахунках і використанні їх можна користуватися даними динамометрування лемішних плугів і луцильників.

Залежно від механічного складу ґрунту, вологості та твердості питомий тяговий опір дискових луцильників при глибині обробітку 6...8 см становить $k = 1500...2500$ Н/м. Для двослідних польових і садових борін залежно від властивостей ґрунту, глибини обробітку і кута атаки $k = 2000...3000$ Н/м. Питомий тяговий опір важких (болотних) двослідних борін при глибині обробітку 10...20 см становить $k = 4000...8000$ Н/м.

1.4. Теорія та розрахунок зубових борін

Зубові борони є одним із найпростіших ґрунтообробних знарядь поверхневого обробітку ґрунту. За їх допомогою кришать, розпушують і перемішують ґрунт, руйнують кірку і вирівнюють поверхню поля, розбивають брили, знищують бур'яни. Такі борони застосовують для догляду за пасовищами і луками та загортання насіння і добрив у ґрунт. За призначенням зубові борони поділяють на польові, лучні та спеціальні; за жорсткістю — на жорсткі, шарнірні та пружні; за вагою, що припадає на один зуб, — на важкі, середні та легкі.

1.4.1. Робочі органи і процес роботи зубових борін

Робочими органами зубових борін є зуби, які залежно від будови і призначення бувають жорсткими і пружними. На важких і середніх боронах загального призначення встановлюють жорсткі зуби квадратного перерізу (рис. 1.51, *а*), на важких боронах також установлюють лапчасті зуби (рис. 1.51, *б*), а на легких — зуби круглого перерізу (рис. 1.51, *в*). Навантаження на зуб важкої борони становить 16...20 Н, середньої — 12...15 Н, легкої — 6...10 Н. Довжина зубів важкої борони $l = 195$ мм, середньої $l = 170$ мм, переріз квадратний ($n \times n$) 16×16 мм. Зуби легкої борони мають круглий переріз $d = 14$ мм і довжину $l = 100$ мм. Зуби квадратного перерізу в нижній

частині загострені на одне із ребер, а круглі — на центр. Довжина загостреної частини дорівнює приблизно 0,25 загальної довжини зуба. Сітчасті борони обладнані зубами, які виготовлені з пружного дроту і мають діаметр $d = 8 \dots 10$ мм і довжину $l = 180 \dots 210$ мм. Вони бувають із загостреними (рис. 1.51, *з*), ножеподібними (рис. 1.51, *д*) і тупими (рис. 1.51, *е*) кінцями. На полільних боронах для кришення і розпушування ґрунту на посівах, що мають висоту рослин до 35 см, установлюють зуби (рис. 1.51, *в*), висота яких $l = 410$ мм. На лучних боронах застосовують ножеподібні зуби (рис. 1.51, *ж*).

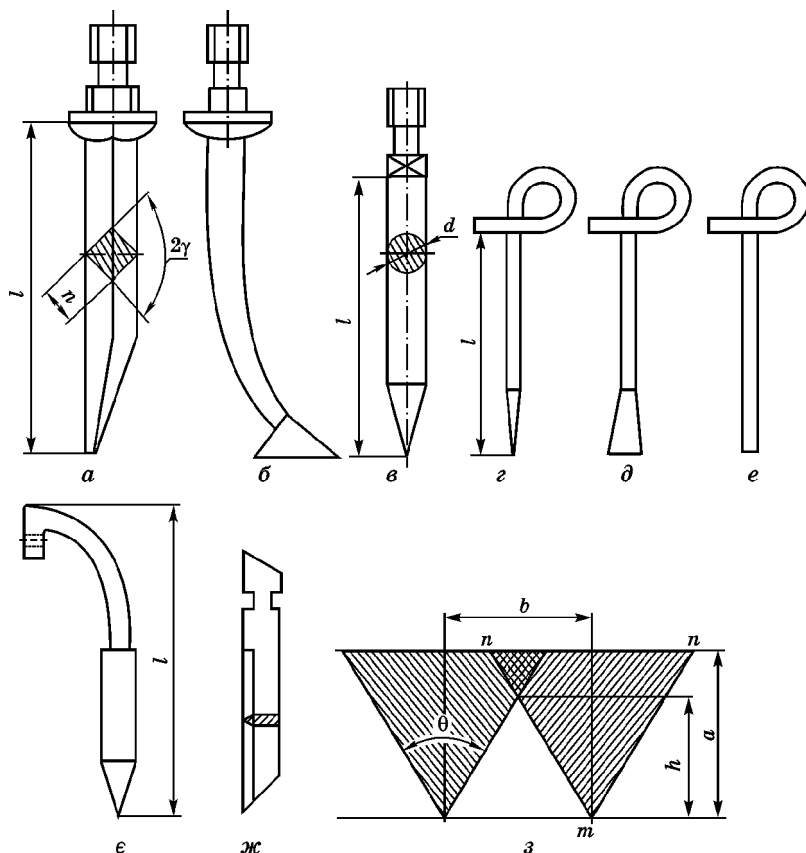


Рис. 1.51. Зуби борін:

- а* — квадратного перерізу; *б* — лапчастий; *в* — круглий; *з*, *д*, *е* — сітчастих борін;
- е* — пружинний зуб полільної борони; *ж* — ножеподібний зуб лучної борони;
- з* — зона деформації ґрунту зубом у поперечно-вертикальній площині

На польових боронах загального призначення жорсткі зуби встановлюють вертикально.

Процес роботи квадратного зуба нагадує роботу двогранного клина з кутом 2γ . Під час руху в ґрунті зуб переднім ребром розрізує ґрунт, а боковими гранями, розміщеними під кутом γ до напрямку руху, розсовує його в боки. При цьому часточки ґрунту зминаються, сколюються і перемішуються, що зумовлює його кришіння і розпушування. Крім цього, якщо зуб квадратного перерізу скошеною нижньою частиною переміщується вперед, то нижні шари ґрунту дещо ущільнюються. Робота круглих зубів також нагадує роботу здвоєних двогранних клинів, але відрізняється від роботи квадратного зуба тим, що кут γ змінюється від 90° до 0 . При цьому залежно від умов роботи перед круглим зубом може утворюватись ущільнене ядро, яке працює як клин.

Зона деформації ґрунту зубом по глибині у поперечно-вертикальній площині неоднакова. З боків вона обмежена площинами mn (рис. 1.51, з), які проходять під кутом $\theta/2$ до поздовжньо-вертикальних площин. Ця зона зверху ширша, ніж знизу, внаслідок чого після проходження суміжних зубів дно поля має поздовжні трикутні гребені. Висота цих гребенів є одним із важливих показників якості роботи зубової борони. Висота гребенів залежить від відстані b між борозенками (слідами) зубів борони і кута θ .

Із рис. 1.51, з видно, що

$$h = \frac{b}{2} \operatorname{ctg} \frac{\theta}{2}. \quad (1.52)$$

Згідно з дослідними даними кут θ залежить від ґрунтових умов, форми зуба, маси борони та глибини обробітку і становить: для важких борін $\theta = 30 \dots 50^\circ$; для середніх — $\theta = 40 \dots 60^\circ$; для легких $\theta = 40 \dots 75^\circ$.

Щоб зменшити висоту гребенів, зменшують відстань між слідами зубів. В існуючих конструкціях борін, залежно від глибини обробітку, ця відстань має бути $30 \dots 60$ мм.

1.4.2. Розміщення зубів на рамі борони

Для забезпечення рівномірної обробітку ґрунту боронами під час їх проектуванні потрібно враховувати такі умови.

Кожен зуб має утворювати самостійну борозенку. Між сусідніми борозенками не слід залишати необробленої смуги і не повинно бути великого перекриття деформованих зон ґрунту. На всій ширині захвату борони борозенки мають розміщуватися на однаковій відстані одна від одної.

Для забезпечення стійкого ходу борони в поперечному напрямку потрібно, щоб кожен зуб працював в однакових умовах, тобто щоб поперечний опір ґрунту з обох боків зуба був однаковий. Цього можна досягти, якщо з обох боків зуба буде непорушений ґрунт або якщо зуб проводитиме свою борозенку між борозенками, розміщеними на однаковій відстані від нього.

Відстань між сусідніми зубами має бути такою, щоб проміжки між ними не забивалися брилами ґрунту та рослинними рештками. У сучасних борін ця відстань становить 150...350 мм.

Розглянемо найпоширеніші схеми розміщення зубів борони на рамі.

При розміщенні зубів в один поперечний ряд (проста однорядна борона — граблі) відстань між зубами l дорівнює відстані між слідами b (рис. 1.52, а). Ця борона забиватиметься ґрунтовими брилами і рослинними рештками.

Відстань між зубами l може збільшуватись, якщо зуби розмістити в один похилий ряд під кутом α (рис. 1.52, б). Проте необхідної відстані між зубами можна досягти при дуже довгій бороні, оскільки навіть за максимальної відстані між слідами $b = 60$ мм і куті $\alpha = 45^\circ$ відстань між зубами в ряду становитиме лише

$$l = \frac{b}{\cos \alpha} = \frac{60}{\cos 45^\circ} = 85 \text{ мм.}$$

Довжину борони можна скоротити, якщо зуби розмістити в два ряди (рис. 1.52, в). Проте ця борона, як і борона з розміщенням зубів в один ряд, має нестійкий хід, бо поперечний тиск на зуби з лівого боку більший, ніж з правого, де ґрунт оброблений.

Стійкість ходу борони можна збільшити за трикутної схеми розміщення зубів (рис. 1.52, г), при якому поперечний тиск на зуби правого ряду зрівноважується тиском ґрунту на лівий ряд. Проте ця борона залишається довгою і також може забиватися рослинними рештками.

Вимогам, що ставляться до зубових борін, найбільше відповідає розміщення зубів на кількох похилих планках (рис. 1.52, д). Як видно з рисунка, похилі лінії $a-a$, $b-b$, $c-c$, ..., $n-n$ нагадують напрямки гвинтових ліній на розгортці багатоголового гвинта. Якщо ці лінії перетнути горизонталями $a'-a'$, $b'-b'$, $c'-c'$, ..., $n'-n'$, проведеними на однаковій відстані одна від одної, то точки їх перетину можуть бути точками розміщення зубів. Таку схему застосовують при проектуванні сучасних борін.

Розглянемо розміщення зубів борони на рамі (побудову зубового поля) на розгортці гвинтових ліній.

Введемо такі позначення основних параметрів, які характеризують зубове поле борони: L — довжина гвинтової лінії для одного

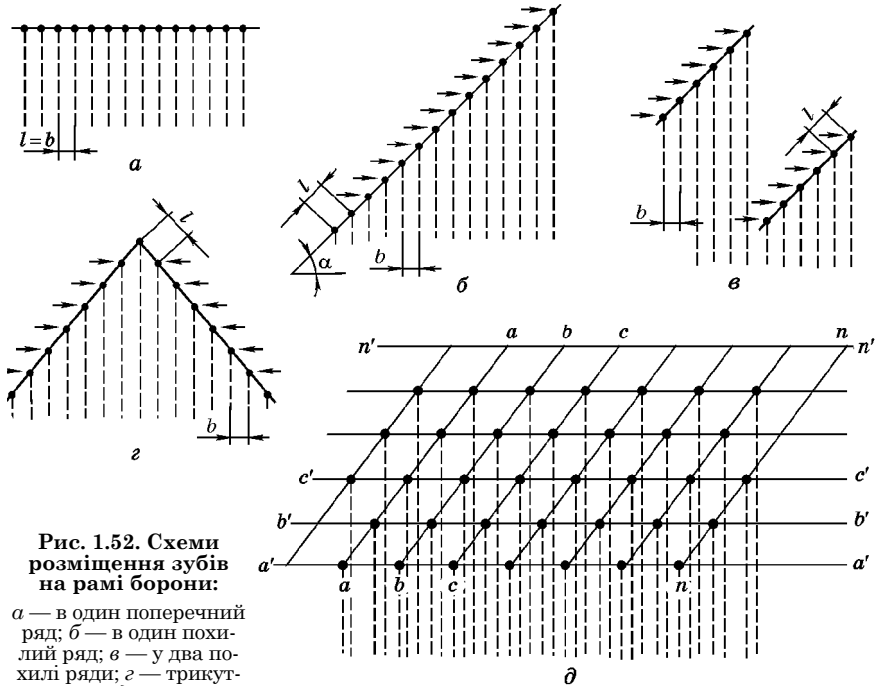


Рис. 1.52. Схеми розміщення зубів на рамі борони:

a — в один поперечний ряд; *б* — в один похилий ряд; *в* — у два похилі ряди; *з* — трикутна схема; *д* — на кількох похилих планках

кроку; t — крок гвинтової лінії; K — число заходів гвинта; M — кількість поперечних рядів зубів (планок); a — відстань між зубами в поперечному ряду; b — відстань між слідами зубів; l — відстань між суміжними зубами по розгортці гвинтової лінії; z — кількість зубів на бороні.

Більшість цих параметрів взаємопов'язані такими залежностями.

Відстань між суміжними зубами l по розгортці гвинтової лінії:

$$l = \frac{L}{M}. \quad (1.53)$$

Відстань між зубами в поперечному ряду a (відстань між похилими планками):

$$a = \frac{t}{K}. \quad (1.54)$$

Водночас

$$a = Mb. \quad (1.55)$$

Прирівнявши праві частини значень a , отримаємо

$$Mb = \frac{t}{K},$$

звідки

$$t = MKb. \quad (1.56)$$

Кожен зуб робитиме свою борозенку і два зуба не проходять по одному й тому самому сліду, якщо число заходів гвинта K не буде кратним і не дорівнюватиме кількості поперечних рядів зубів M , а різниця між ними не дорівнюватиме одиниці. В існуючих конструкціях борін, як правило, $M = 5$ і $K = 3$.

Ширину захвату борони визначаємо за формулою

$$B = bz. \quad (1.57)$$

Побудову зубового поля здійснюють на основі розрахунків, проведених за наведеними вище формулами. Залежно від призначення і типу борони задають відстань h між поперечними рядами зубів, відстань a між зубами в поперечному ряду і відстань b між суміжними борозенками.

Між суміжними борозенками b для легких борін беруть відстань

30 мм, для середніх — 40...50 і для важких — 50...60 мм. Між поперечними рядами зубів h для легких борін відстань становить 200 мм, для середніх — 250 і для важких — 300 мм. Між зубами в поперечному ряду a для легких борін відстань має бути близько 150 мм, для середніх — 200...250 і для важких 250...400 мм. Щоб забезпечити краще пристосування до рельєфу місцевості, борони виготовляють ланками невеликої ширини захвату (0,6...1,0 м). Кількість зубів на одній ланці борони становить $z = 20$.

Користуючись залежністю (1.55), визначаємо кількість поперечних рядів зубів:

$$M = \frac{a}{b}.$$

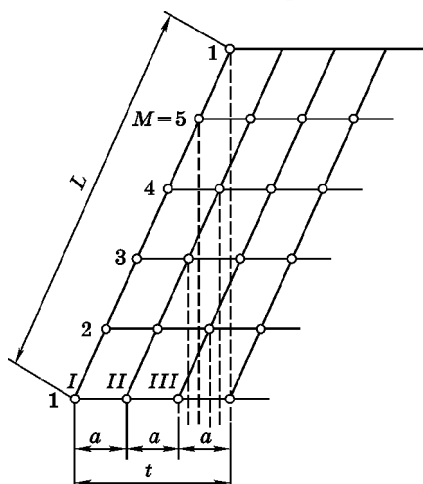


Рис. 1.53. Схема розгортки гвинтових ліній:

1, 2, 3, 4, 5 — поперечні планки; I, II, III — розгортки гвинтових ліній; a — відстань між зубами в поперечному ряду; L — довжина гвинтової лінії для одного кроку

Зубове поле будують, користуючись вкороченим кроком гвинтової лінії t_1 , бо якщо розмістити зуби на перетині розгорнутої гвинтової лінії з поперечними планками (рис. 1.53), то верхній ряд зубів проходитиме по сліду нижнього ряду. Щоб уникнути цього, верхній ряд зубів відкидають і укорочений крок визначають за залежністю

$$t_1 = (M - 1)Kb. \quad (1.58)$$

Побудову зубового поля здійснюємо у такому порядку. Відповідно до визначеної кількості рядів зубів M проводимо паралельні горизонтальні лінії на відстані h одна від одної (рис. 1.54) у вибраному масштабі. На нижній лінії вибираємо точку A і відкладаємо праворуч від неї відрізок AB , який дорівнює вкороченому кроку t_1 . Із точки B проводимо перпендикуляр до перетину з верхньою лінією в точці C . З'єднавши точки A і C , отримаємо похилу пряму, яка визначатиме напрямок розгортки гвинтової лінії.

На нижній лінії від точки A відкладаємо ряд заданих відрізків a і через їхні кінці проводимо похилі прямі, паралельні лінії AC . Перетин цих похилих прямих із поперечними лініями утворює зубове поле проєктованої борони.

Будь-яке зубове поле можна розглядати як розгортку гвинта лівого або правого обертання.

Побудувавши зубове поле і вибравши кількість зубів на ланці борони, визначаємо обрис борони і місце зубів, які задовольнятимуть вимоги, що ставляться до борони. При цьому, як правило, відкидають короткі відрізки на лівому краю гвинтової лінії і довгі — на правому. Після цього визначаємо порядок роботи зубів (4 - 1 - 3 - 5 - 2).

Рама борони може мати поздовжні планки у вигляді «zigzagів» (рис. 1.54, *a*) або прямих ліній (рис. 1.54, *б*). Поперечні планки у всіх борін зазвичай прямолінійні. Швидкісні борони не мають середніх поперечних планок, а мають лише передню і задню, що зменшує забивання борони ґрунтовими брилами та рослинними рештками. У швидкісної борони поздовжні планки прямолінійні.

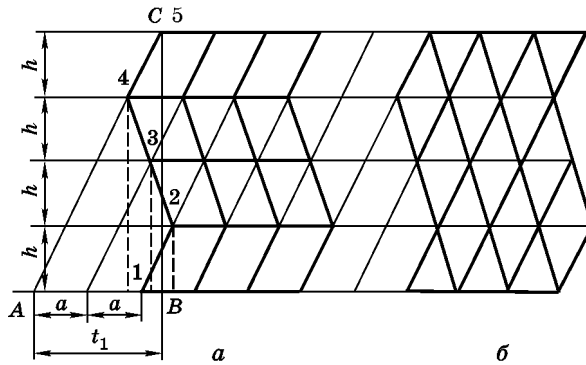


Рис. 1.54. Схема побудови зубового поля борони:
a — типу «zigzag»; *б* — швидкісної

Зуби квадратного перерізу прикріплюють до рами борони так, щоб загострені ребра в усіх зубів спрямовувалися в один бік.

1.4.3. Рівновага і тяговий опір зубової борони

Сили, що діють у горизонтальній площині під час роботи борони в нормальних умовах зрівноважуються завдяки симетричності зубів.

Розглянемо рівновагу борони у поздовжньо-вертикальній площині, в якій на борону діють такі сили (рис. 1.55): ваги G , яка прикладена в центрі ваги; тяги P , яка напрямлена під кутом α до горизонту; рівнодійна вертикальних реакцій ґрунту на зуби ΣN_B ; горизонтальна рівнодійна сил опору ґрунту ΣR_T (горизонтальний тиск і сили тертя).

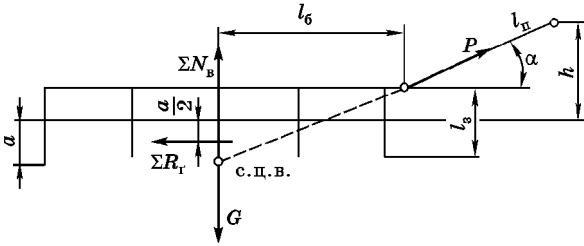


Рис. 1.55. Схема до визначення умов рівноваги зубової борони

Положення борони буде стійким тоді, коли сила тяги проходить через слід центра ваги (с.п.в.). Таке положення при заданих параметрах борони залежить від висоти h точки приєднання борони до бруса на зчипці та довжини $l_{п}$ повідка, тобто від кута нахилу α повідка до горизонту. Для більшості конструкцій сучасних борін кут $\alpha = 14 \dots 17^\circ$, а довжина повідка $l_{п} = 925$ мм.

Умови рівноваги зубової борони в аналітичній формі можна подати рівнянням, спроєктувавши сили, що діють на борону, на вертикальні й горизонтальні осі координат, прирівняти їх до нуля, а також рівнянням суми моментів діючих сил відносно точки приєднання борони до бруса на зчипці.

Проекція сил

$$\Sigma x = P \cos \alpha - \Sigma R_T = 0;$$

$$\Sigma z = G - P \sin \alpha - \Sigma N_B = 0.$$

Сума моментів

$$\Sigma M_y(P) = G(l_6 + l_{п} \cos \alpha) - \Sigma R_T \left[\left(l_3 - \frac{a}{2} \right) + l_{п} \sin \alpha \right] - \Sigma N_B (l_6 + l_{п} \cos \alpha) = 0.$$

Тяговий опір борони залежить від її ваги, опору ґрунту і кількості зубів. Для практичних потреб тяговий опір борони можна визначити за залежністю

$$P = nk;$$

де n — кількість зубів; k — тяговий опір одного зуба, Н.

За дослідними даними середнє значення тягового опору на один зуб для легких борін становить $k = 10...15$ Н, для середніх — $k = 20...25$ Н, для важких — $k = 40...50$ Н.

1.5. Теорія та розрахунок культиваторів

Культиватори застосовують для суцільного та міжрядного обробітку ґрунту, а також для догляду за посівами. За призначенням культиватори поділяють на парові, просапні, універсальні та спеціальні.

Парові культиватори використовують для суцільного передпосівного обробітку ґрунту, догляду за парами, розпушування ґрунту і знищення бур'янів, а також для загортання мінеральних добрив у ґрунт.

Просапні культиватори призначені для розпушування міжрядь, підрізування бур'янів і внесення мінеральних добрив і гербіцидів у ґрунт.

Універсальні культиватори застосовують як для суцільного передпосівного обробітку ґрунту, так і для обробітку міжрядь просапних культур.

Спеціальні культиватори бувають садові, лісові, протиерозійні (штангові, плоскорізи, глибокорозпушувачі), фрезерні та ін.

Залежно від обладнання культиваторів певними робочими органами вони можуть розпушувати, подрібнювати, частково перемішувати і вирівнювати поверхню ґрунту, підрізувати бур'яни, загортати і вносити мінеральні добрива і гербіциди у ґрунт.

1.5.1. Робочі органи культиваторів та їхні параметри

Основними робочими органами культиваторів є лапи. Залежно від завдання та ґрунтово-кліматичних умов культиватори обладнують полільними, універсальними, розпушувальними лапами та спеціальними лапами-плоскорізами і глибокорозпушувачами.

Полільні лапи бувають плоскорізальні однібічні (рис. 1.56, а), плоскорізальні стрілочасті без хвостовика (рис. 1.56, б) і плоскорізальні з хвостовиком (рис. 1.56, в). Ці лапи застосовують для обробітку ґрунту на глибину до 6 см при перших міжрядних обробітках просапних культур. Вони підрізають бур'яни і забезпечують незначне кришіння та розпушування ґрунту.

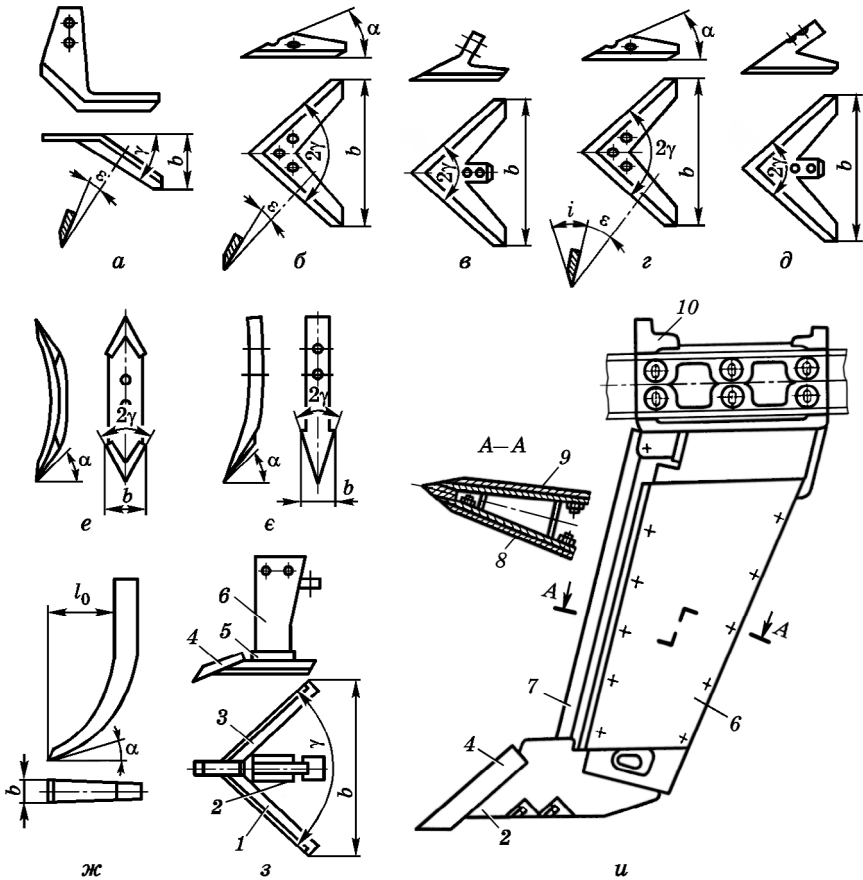


Рис. 1.56. Лапи культиваторів:

a — плоскорізальна однібочна; *б* — плоскорізальна стрілочаста без хвостовика; *в* — плоскорізальна стрілочаста з хвостовиком; *г* — універсальна без хвостовика; *д* — універсальна з хвостовиком; *е* — оборотна; *е* — списоподібна; *ж* — долотоподібна; *з* — плоскорізальна широкозахватна; *и* — глибокорозпушувач; 1 — леміш лівий; 2 — башмак; 3 — леміш правий; 4 — долото; 5 — плита стояка; 6 — стояк; 7 — змінний ніж; 8 — ліва бокова щока; 9 — права бокова щока; 10 — головка стояка

Універсальні стрілочасті лапи *г* без хвостовика (рис. 1.56, *г*) і з хвостовиком (рис. 1.56, *д*). Їх використовують для обробітку ґрунту на глибину до 12 см. У процесі роботи універсальні лапи забезпечують підрізування бур'янів й інтенсивніше, ніж плоскорізальні, здійснюють кришіння і розпушування ґрунту.

Основними параметрами поліельних і універсальних лап, що визначають їх форму і характер дії на ґрунт, є ширина захвату *b* і кути

кришіння і розпушування α , нахилу леза до горизонту ε , розхилу лез γ і загострення i .

Плоскорізальні однобічні лапи бувають праві й ліві з шириною захвату 85, 120, 150, 165 і 250 мм, а стрілчасті плоскорізальні та універсальні — з шириною захвату 220, 250, 270, 300 і 380 мм.

Кут α , який характеризує розпушувальну дію лап на ґрунт, у полільних лапах має мале значення ($\alpha = 9...10^\circ$), а в універсальних стрілчастих — значно більше ($\alpha = 16...18^\circ$).

Кут нахилу леза лапи до горизонту ε в полільних лапах становить $15...18^\circ$, а в універсальних стрілчастих — $25...30^\circ$.

Леза полільних і універсальних лап загострюють під кутом $i = 15...16^\circ$.

У плоскорізальних однобічних лапах кут відхилення леза від напрямку руху $\gamma = 28...32^\circ$, в плоскорізальних стрілчастих лапах — $2\gamma = 60...70^\circ$, а в універсальних стрілчастих лапах для роботи на чорноземних глинистих ґрунтах $2\gamma = 50...58^\circ$, на середньозв'язних — $2\gamma = 60...78^\circ$ і на піщаних — $2\gamma = 70...80^\circ$.

Розпушувальні лапи призначені для глибокого розпушування ґрунту і поділяються на оборотні (рис. 1.56, *е*), списоподібні (рис. 1.56, *е*) та долотоподібні (рис. 1.56, *ж*). Характерним для розпушувальних лап є те, що кут розпушування α змінний і зростає залежно від висоти.

Оборотні лапи кріпляться до пружного або жорсткого стояка. Лапи, прикріплені до пружного стояка, використовують при глибині обробітку ґрунту до 12 см. Початковий кут α розпушування і кришіння ґрунту становить від 25 до 30° . Лапи, прикріплені до жорсткого стояка, використовують для кришіння і розпушування ґрунту на глибину до 25 см. Кут розхилу лез $2\gamma = 60...80^\circ$, кут $\alpha_0 = 40...45^\circ$ і ширина лап $b = 35...65$ мм.

Списоподібні лапи мають такі самі параметри, лише кут розхилу лез менший ($2\gamma = 45...50^\circ$). Вони загострені з одного боку.

Долотоподібні лапи застосовують при обробітку міжрядь просапних культур на глибину до 16 см. Початковий кут кришіння і розпушування ґрунту $\alpha = 40^\circ$, а ширина леза лапи $b = 20$ мм. Винос леза лапи вперед відносно стояка $l_0 = 110...205$ мм.

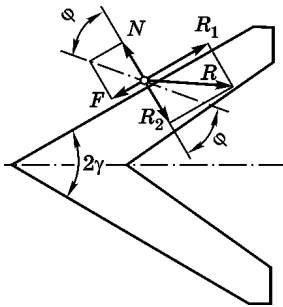
Плоскорізальні широкозахватні лапи (рис. 1.56, *з*) призначені для кришіння і розпушування ґрунтів, які зазнають вітрової ерозії, на глибину від 7 до 20 см. За формою вони нагадують стрілчасті лапи. Плоскорізальна лапа складається з правого 3 і лівого 1 лемешів і долота 4, прикріплених до башмака 2, який болтами кріпиться до плити 5 стояка 6. При переміщенні лапи в ґрунті лемеші підрізують скибу, подрібнюють і розпушують, але не переміщують шари ґрунту. Одночасно вони підрізують бур'яни і стерню, залишаючи не менше ніж 80 % на поверхні, які захищають ґрунт від вітрової ерозії.

Основними параметрами плоскорізальних лап є: кут γ розхилу лемешів (75, 100 і 120°), кут ϵ установлення лемешів до дна борозни (25 і 26°), кут α установлення долота до дна борозни (17, 20 і 25°). Ширина захвату лап 110, 150, 160, 210, 220 і 250 см.

Глибокорозпушувач (рис. 1.56, *и*) призначений для розпушування і кришіння ґрунту на глибину до 80 см без винесення на поверхню нижніх шарів ґрунту. Він складається з долота 4, башмака 2, змінного ножа 7, який установлюють у передній частині стояка 6.

1.5.2. Дія полільних і універсальних лап на коріння бур'янів

Робочою частиною полільних і універсальних лап є зрізаний тригранний клин. Процес деформації ґрунту тригранним клином було з'ясовано під час розгляду роботи плугів. Для роботи полільних і універсальних лап важливою операцією є підрізування коріння бур'янів. Як зазначалося, різання із ковзанням є енергетично вигідним. Тому при визначенні кута 2γ розхилу леза лап доцільно виходити з умови, щоб різання коренів бур'янів відбувалося із ковзанням їх по лезу.



Цим досягається полегшення перерізання коренів бур'янів або сходження їх із леза, якщо перерізання не відбулося, а також усувається зависання бур'янів на лезі.

Для визначення кута 2γ розглянемо роботу леза лапи в момент, коли воно зрізує бур'ян. Як видно із рис. 1.57, силу опору бур'яну R можна розкласти на дві складові — R_1 і R_2 . Складова R_1 намагається пересувати корінь бур'яну по лезу, але цьому протидіє сила тертя. Отже, корінь зможе ковзатися по лезу за умови

$$R_1 > F. \tag{1.59}$$

При цьому $R_1 = R \cos \gamma$, а $F = R_2 \operatorname{tg} \varphi_{\kappa}$, де коефіцієнт тертя виражено через $\operatorname{tg} \varphi_{\kappa}$ кута φ_{κ} тертя коренів бур'янів об лезо лапи. Виразивши силу R_2 через R , матимемо

$$F = R \sin \gamma \operatorname{tg} \varphi_{\kappa}.$$

Підставивши в умову (1.59) значення R_1 і F , отримаємо

$$R \cos \gamma > R \sin \gamma \operatorname{tg} \varphi_{\kappa}.$$

Тоді

$$\operatorname{ctg} \gamma > \operatorname{tg} \varphi_{\text{к}},$$

або

$$\operatorname{tg}(90^\circ - \gamma) > \operatorname{tg} \varphi_{\text{к}}.$$

Тобто

$$90^\circ - \gamma > \varphi_{\text{к}},$$

або

$$\gamma < 90^\circ - \varphi_{\text{к}}. \quad (1.60)$$

Якщо кут тертя коренів бур'янів об лезо лап приблизно дорівнює 45° , то кут $\gamma < 45^\circ$, а $2\gamma < 90^\circ$.

Ураховуючи умови роботи, для обробітку чорноземних глинистих ґрунтів рекомендують лапи з кутом розхилу лез $2\gamma = 50 \dots 58^\circ$, для середньозв'язних — $60 \dots 78^\circ$, а для піщаних — $70 \dots 80^\circ$.

Кут γ розхилу леза, кут α розпушування ґрунту і кут ϵ нахилу полки лапи до горизонту пов'язані між собою залежністю $\operatorname{tg} \alpha = \sin \gamma \operatorname{tg} \epsilon$, що відомо з аналізу тригранного клина.

1.5.3. Взаємне розміщення полільних і універсальних лап

Полільні та універсальні лапи кріплять у два або три ряди, щоб забезпечити повноту підрізування бур'янів і запобігти забиванню простору між лапами грудками ґрунту та бур'янами.

Між рядами лап по ходу культиватора відстань L_n (рис. 1.58) визначають за залежністю

$$L_n = \frac{b}{\operatorname{tg}[90^\circ - (\gamma + \varphi)]}, \quad (1.61)$$

де b — ширина захвату лапи; φ — кут тертя лапи об ґрунт.

Оптимальна відстань між рядами лап по ходу культиватора становить $500 \dots 600$ мм.

Основною умовою поперечного розміщення лап є забезпечення підрізування бур'янів на всій ширині захвату культиватора, для чого лапи розміщують з перекриттям c , значення якого визначають за залежністю

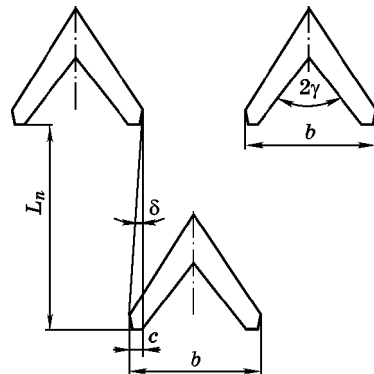


Рис. 1.58. Схема розміщення полільних лап з перекриттям

$$c = L_n \operatorname{tg} \delta, \quad (1.62)$$

де $\delta = 7 \dots 9^\circ$ — кут випадкового відхилення культиватора від прямолінійного руху.

Вибираючи значення перекриття, слід урахувувати конструкцію системи кріплення лап до рами культиватора. Якщо лапи кріпляться до рами на довгих індивідуальних повідках (гряділях), то значення перекриття беруть більшим (60...80 мм) порівняно з секційною або поперечною рамною системами кріплення (40...60 мм).

За однакової ширини захвату кількість $n_{\text{п}}$, шт., полільних і універсальних лап для суцільного обробітку ґрунту визначають за залежністю

$$n_{\text{п}} = \frac{B_{\text{к}} - c}{b - c}, \quad (1.63)$$

де $B_{\text{к}}$ — робоча ширина захвату культиватора, мм; b — ширина захвату лап, мм.

Культиватори для важких умов роботи комплектують лапами двох розмірів за шириною. У передньому ряду встановлюють лапи з меншою шириною захвату, ніж у задньому. В цьому разі кількість n_1 , шт., лап у передньому ряду визначають за формулою

$$n_1 = \frac{B_{\text{к}} - b_2 - c}{b_1 + b_2 - 2c}, \quad (1.64)$$

де b_1 — ширина захвату лапи переднього ряду, мм; b_2 — ширина захвату лапи заднього ряду, мм.

Кількість лап n_2 заднього ряду беруть на одну більше

$$n_2 = n_1 + 1.$$

При обчисленні кількості лап значення округлюють до більшого числа.

1.5.4. Дія розпушувальних лап на ґрунт і їх взаємне розміщення

Умови роботи розпушувальних лап, які обробляють ґрунт на значну глибину, відрізняються від умов роботи робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь, що діють на скибу, відокремлену з одного чи двох боків. Це впливає на процес деформації ґрунту розпушувальними лапами. Під час руху вперед розпушувальна лапа деформує ґрунт перед собою у поздовжньо-вертикальній площині як звичайний двогранний клин. Водночас відбувається деформація ґрунту

і в поперечно-вертикальній площині, яка зумовлена взаємним зчепленням часточок ґрунту і залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту.

Як відомо, на ґрунтову скибу, що ковзається по робочій поверхні клина, діють нормальна сила N (рис. 1.59) і сила тертя F , які в сумі дають рівнодійну R , відхилену від нормалі на кут тертя φ клина об ґрунт. Згідно з теорією дотичних

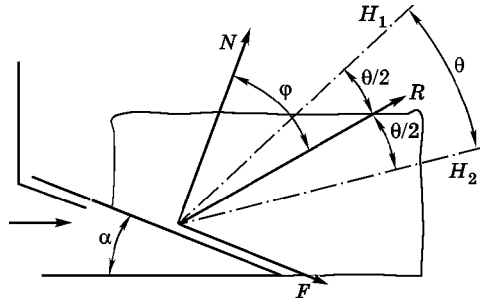


Рис. 1.59. Схема дії сил і граничні напрямки сколювання ґрунту

напружень напрямком можливих площин сколювання H_1 і H_2 ґрунту розміщується симетрично силі R під кутом θ одна до одної (за Т.М. Гологурським, 40...50°). Оскільки ґрунт — це неоднорідне тіло, у ньому є природні щілини, то напрямком сколювання ґрунту значно не відхиляється від напрямку сили R .

Зону деформації ґрунту розпушувальною лапою у поздовжньо-вертикальній площині показано на рис. 1.60, *a*. Із рисунка видно, що максимальне значення L зони розпушування ґрунту в напрямку руху e на поверхні:

$$L = l_0 + l,$$

або

$$L = l_0 + atg(\alpha + \varphi), \tag{1.65}$$

де l_0 — винос носка лапи; a — глибина обробітку; α — початковий кут розпушування лапи.

Зона деформації ґрунту розпушувальною лапою в поперечно-вертикальній площині (за В.С. Жегаловим) також обмежена площинами сколювання кутом між ними Θ або $\Theta/2$ до осі симетрії. Для визначення зони деформації ґрунту в поперечному напрямку скористаємося зображенням (рис. 1.60, *б*) повернутої площини сколювання на 90° (на рис. 1.60, *a* це лінія CB). Із цього зображення видно, що максимальна ширина b_1 деформації ґрунту на поверхні

$$b_1 = b + \frac{2atg \Theta/2}{\cos(\alpha + \varphi)}, \tag{1.66}$$

де b — ширина лапи.

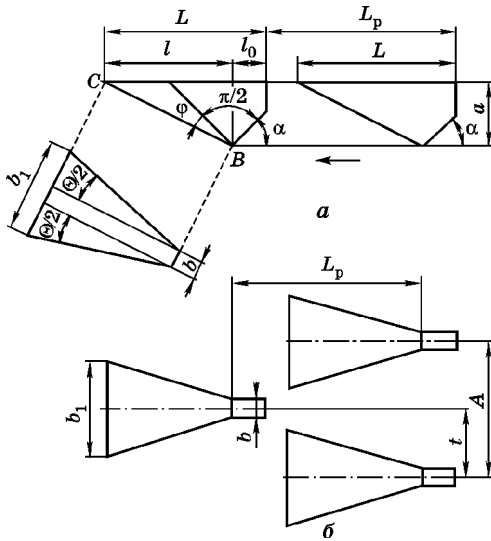


Рис. 1.60. Схема деформації ґрунту розпушувальною лапою:

a — у поздовжньо-вертикальній площині;
б — у поперечно-вертикальній площині

Як бачимо з рис. 1.60, *б*, зона деформації ґрунту розпушувальними лапами неоднакова по глибині обробці. Таке положення потрібно врахувати при розміщенні лап на культиваторі.

На культиваторах для суцільного обробки ґрунту розпушувальні лапи розставляють у два або три ряди. Основною умовою розміщення розпушувальних лап є забезпечення суцільного розпушування ґрунту на поверхні поля і запобігання забиванню простору між лапами ґрунтом і бур'янами.

Відстань між рядами лап L_p (за ходом) виби-

рають за рекомендацією професора В.С. Жегалова за умови

$$L_p > L. \tag{1.67}$$

При глибині обробки до 20 см оптимальна відстань між рядами лап L_p становить 530...600 мм, а до 25 см — 600...650 мм.

У рядах розпушувальні лапи розміщують з недоперекриттям, оскільки ширина розпушеного ґрунту лапою більша за її ширину.

Відстань A між розпушувальними лапами в рядах вибирають за умови:

- при дворядному розміщенні

$$2b_1 > A > b_1; \tag{1.68}$$

- при трирядному

$$3b_1 > A > 2b_1. \tag{1.69}$$

Кількість n_p розпушувальних лап, що встановлюється на культиваторі, визначають за залежністю

$$n_p = \frac{B_{\kappa}}{t}, \tag{1.70}$$

де B_k — робоча ширина захвату культиватора, мм; t — відстань між слідами лап, мм (при дворядному розміщенні лап $t = A/2$, а при трирядному $t = A/3$).

1.5.5. Система кріплення лап до рами та стійкість ходу по глибині

Система кріплення лап до рами культиватора значною мірою визначає їх здатність заглиблюватися і триматися на певній глибині, а також пристосовуватися до рельєфу поверхні поля.

На культиваторах застосовують жорстку і шарнірну системи кріплення лап.

Жорсткою системою кріплення (рис. 1.61, а) обладнують причіпні і начіпні культиватори-глибокорозпушувачі. Недоліком цієї системи є те, що при збільшенні ширини захвату культиватора погіршується його пристосування до рельєфу поверхні поля.

Шарнірна система кріплення лап може бути одно- і багатошарнірною (паралелограмною). Одношарнірна система кріплення (рис. 1.61, б) має один шарнір, який розміщується на рамі культиватора і відносно якого піднімається чи опускається одна чи кілька лап. Таку систему кріплення використовують на культиваторах для суцільного обробітки ґрунту. Щоб забезпечити більш стійкий хід лап по глибині, конструкцією механізму приєднання їх до рами передбачено встановлення натискних пружин на штангах.

Багатошарнірну систему кріплення (рис. 1.61, в) з чотириланковим паралелограмним механізмом застосовують на просапних культиваторах. Така система кріплення забезпечує якісне копіювання рельєфу поля і сталий кут установлення лапи відносно поверхні поля.

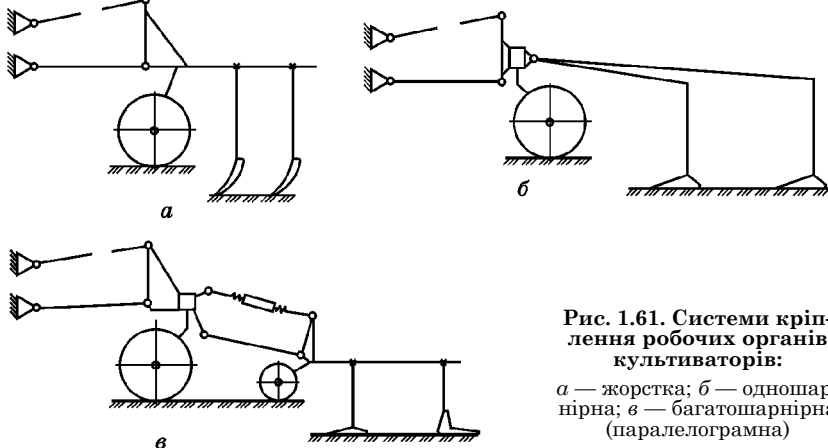


Рис. 1.61. Системи кріплення робочих органів культиваторів:

а — жорстка; б — одношарнірна; в — багатошарнірна (паралелограмна)

Стійкого ходу лап на певній глибині для одношарнірної системи кріплення (рис. 1.62) досягнуть за умови, коли сума моментів сил опору передніх і задніх лап становитиме більше ніж нуль:

$$\sum M_{\min} = P_{\text{п}}l_{\text{п}} + P_{\text{з}}l_{\text{з}}, \quad (1.71)$$

де $\sum M_{\min}$ — сума моментів сил опору лап; $P_{\text{п}}$ і $P_{\text{з}}$ — рівнодійні сили опору передніх і задніх лап; $l_{\text{п}}$ і $l_{\text{з}}$ — плечі відповідно сил $P_{\text{п}}$ і $P_{\text{з}}$.

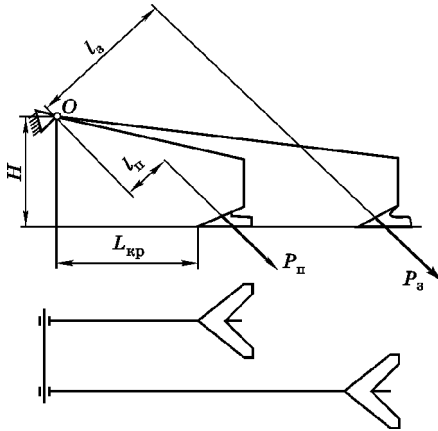


Рис. 1.62. Схема дії сил одношарнірної системи кріплення лап до рами

Щоб виконати цю умову, рекомендується відстань $L_{\text{кр}}$ (див. рис. 1.62) брати від носків передніх лап до проекції шарніра кріплення повідка до рами культиватора на площину леза лапи, яка дорівнює висоті H розміщення шарніра над площиною леза лап ($H \approx L_{\text{кр}}$).

Оптимальне значення цих параметрів становить 500...600 мм. При цьому слід пам'ятати, що висота H має бути якомога меншою, а $L_{\text{кр}}$ — найбільшою. Величина H зумовлюється прохідністю культиватора.

Для жорсткої системи кріплення лап у начіпних культиваторів $H = 500...600$ мм, а $L_{\text{кр}} > 2H$ (відносно нижньої точки навісного механізму культиватора на трактор).

Для паралелограмної системи кріплення стійкий хід лап культиватора на певній глибині досягається за умови

$$Rh < Gl, \quad (1.72)$$

де R — тяговий опір секції робочих органів; h — вертикальне перевищення передніх шарнірів над задніми при заглибленому положенні лап; G — вага секції; l — горизонтальна проекція відстані між передніми і задніми шарнірами паралелограмного механізму.

У деяких культиваторів для забезпечення більш стійкого ходу робочих органів по глибині паралелограмний механізм обладнаний притискнутою пружиною з регульовальним пристроєм.

1.5.6. Визначення основних параметрів культиваторів

Ширину захвату культиватора B_k для суцільного обробітку ґрунту визначають за формулою

$$B_k = \frac{\eta P_T}{k}, \tag{1.73}$$

де $\eta = 0,80 \dots 0,95$ — коефіцієнт використання тягового зусилля трактора; P_T — тягове зусилля трактора, Н; k — питомий опір ґрунту, Н/м.

Дані питомого опору ґрунту залежно від прийому і глибини обробітку наведено в табл. 1.5.

Таблиця 1.5. Питомий опір ґрунту залежно від способу і глибини його обробітку

Спосіб обробітку ґрунту і тип робочих органів	Глибина обробітку a , см	Питомий опір k , Н/м
Культивачія: полільними і універсальними лапами широкозахватними плоскорізами	7...8	980...1275
	10...12	1080...1665
	13...16	1765...2640
	7...8	785...980
	10...12	881...1370
	13...16	1470...2160
Глибоке рихлення: вужкозахватними розпушувальними лапами широкозахватними плоскорізами	18...20	3920...4410
	21...23	4900...5400
	24...25	5400...6370
	18...20	4900...5880
	21...23	5880...6850
	24...25	6850...7850

Ширина захвату культиватора $B_{k.m}$ для міжрядного обробітку ґрунту має узгоджуватися з шириною захвату посівного агрегату, що використовувався при сівбі чи садінні культурних рослин:

$$B_{k.m} = S m, \tag{1.74}$$

де S — ширина міжряддя, см; m — кількість одночасно оброблюваних міжрядь, шт.

При жорсткому кріпленні лап до рами ширину захвату культиватора рекомендується брати не більше ніж 3,5 м. Збільшення ширини захвату погіршує пристосування культиватора до рельєфу поверхні поля.

При шарнірному кріпленні лап до рами ширину захвату культиватора можна збільшити в 1,4 – 1,6 раза порівняно з жорстким. Збільшення ширини захвату ускладнює транспортування культивато-

ра. Щоб забезпечити повне завантаження трактора, ширину захвату збільшують, застосовуючи раму культиватора, що складається з окремих шарнірно з'єднаних секцій, які при транспортуванні можна піднімати за допомогою гідравлічної системи трактора.

Причіпні культиватори в робочому і транспортному положеннях, а начіпні лише в робочому обпираються на опорні колеса. На сучасних культиваторах колеса розміщуються переважно в середині рами. При такому розміщенні коліс на культиваторах для суцільного обробітку ширину колії K опорних коліс вибирають залежно від ширини захвату культиватора B_K : при $B_K = 2,0...2,8$ м, $K \approx 0,5B_K$; при $B_K = 2,8...4,2$ м, $K \approx 1/3B_K$.

На культиваторах для міжрядного обробітку просапних культур, вибираючи місця розміщення опорних коліс, слід урахувати ширину міжрядь.

По ходу культиватора перед переднім рядом лап колеса розміщують так, щоб вони не були в зоні деформації ґрунту лапами, за умови

$$l_K \geq 2atg(\alpha + \varphi) + (60...100), \quad (1.75)$$

де l_K — відстань від носків передніх лап до проєкцій осі колеса на площину лез переднього ряду лап, мм; a — максимальна глибина обробітку, мм; α — кут розпушування ґрунту лапами; φ — кут тертя ґрунту об сталь; (60...100) — величина, що враховує вдавлювання колеса в ґрунт, мм.

Розміщення полільних, універсальних і розпушувальних лап на культиваторах для суцільного обробітку ґрунту та визначення їх кількості розглянуто вище.

Підбір і розміщення лап на просапних культиваторах погоджують з розмірами міжрядь висіяних культур. Потрібно також урахо-

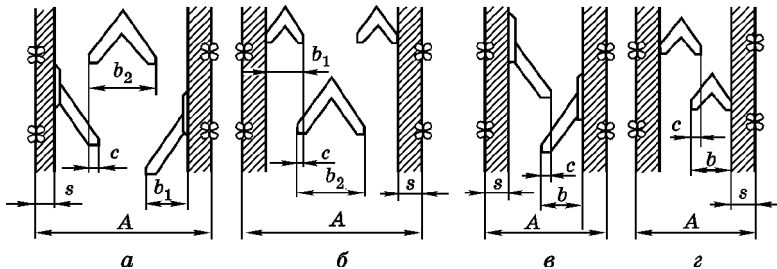


Рис. 1.63. Схеми розміщення лап на просапних культиваторах:

a — стрілочаста лапа спереду; b — стрілочаста лапа ззаду; v — дві односторонні плоскорізьні лапи; z — дві стрілочасті лапи; A — ширина міжрядь; s — захисна зона; c — перекриття; b, b_1, b_2 — ширина захвату лап

увати перекриття лап і розміри захисних зон від виду рослин їх розвитку та глибини обробітку ґрунту. Основні схеми розміщення лап на просапних культиваторах наведено на рис. 1.63. Стрілчасті лапи встановлюють спереду однобічних плоскорізальних (рис. 1.63, а). При цьому отримують більш рівномірну глибину обробітку і рівну поверхню. Стрілчасті лапи з меншою шириною захвату слід установлювати спереду лап з більшою шириною захвату (рис. 1.63, б). Схему розміщення лише однобічних плоскорізальних чи стрілчастих лап показано на рис. 1.63, в, г.

1.6. Теорія та розрахунок ґрунтообробних машин з активними робочими органами

До ґрунтообробних машин з активними робочими органами належать такі машини, робочі органи яких крім поступального руху разом з машиною здійснюють відносно неї обертальний чи коливальний рух. Такий рух відбувається не завдяки зчепленню з ґрунтом, як у дискових боронах, луцильниках чи плугах, а внаслідок передачі їм обертового моменту від вала відбору потужності трактора, коліс машини чи гідроприводу.

Основними машинами з активними робочими органами є ротаційні плуги, фрези, проріджувачі та штангові культиватори. Ротаційні плуги широко не застосовують. Найпоширенішими машинами вважають фрези, які за призначенням поділяють на болотні, польові, просапні та садові.

Болотні фрези використовують для обробітку луків і осушених боліт з купинами і потужною дерниною, поліпшення луків і пасовищ, обробітку дуже зв'язаних нерівних скиб і дернини після підняття цілини чагарниково-болотними плугами та добування торфокришки на добрива.

Польові фрези призначені для передпосівного обробітку важких, перезволожених ґрунтів. За допомогою фрезерних культиваторів здійснюють міжрядний обробіток просапних культур.

Садові фрези застосовують для кришіння і розпушування ґрунту та знищення бур'янів у міжряддях молодих садів, ягідних кущів і лісосмуг.

Проріджувачі використовують для догляду за посівами цукрових буряків, вздовжрядного проріджування сходів цукрових буряків.

Штангові культиватори призначені для передпосівного та парового обробітку ґрунтів з метою знищення бур'янів, кришіння і розпушування ґрунту в недостатньо зволожених і схильних до вітрової ерозії районах.

1.6.1. Робочі органи фрез, проріджувачів і штангових культиваторів

Основними робочими органами фрез є прямі та зігнуті ножі, пружинні гаки і долота, які закріплюються жорстко, шарнірно або підпружинено на дисках, що встановлюються на барабані фрези.

Прямі ножі (рис. 1.64, *а*) застосовують для скарифікації дернини луків і обробітку нових земель на глибину до 15 см. Вони розрізують ґрунт на окремі стрічки та дещо кришать і розпушують.

Прямі ножі можуть мати одно- чи двобічне загострення. Якщо фрезерний барабан встановлюється перпендикулярно до напрямку руху фрези, то він обладнується ножами з симетричним загостренням з обох боків під кутом $20...35^\circ$. Ножі з більшим кутом загострення використовують для обробітку мінеральних ґрунтів, а з меншим — задернілих. Ножі з однобічним загостренням застосовують на барабанах, вісь обертання яких розміщена під гострим кутом до напрямку руху.

Зігнуті Г-подібні ножі (рис. 1.64, *б*) призначені для обробітку болотних і задернілих лучних ґрунтів. Вони підрізують кореневу систему рослин, інтенсивніше кришать і розпушують ґрунт, а також перемішують його мінеральні елементи з органічними залишками. Зігнуті ножі мають стояк і крило. Крило може згинатися вправо і вліво. Ширина захвату крила $45...150$ мм. Зігнутий ніж кріпиться до диска так, щоб лезо стояка відхилилося від радіуса диска на кут не менше ніж 30° , а лезо крила — від напрямку руху на кут не більш як 60° . Таким чином забезпечується різання із ковзанням.

Пружинні гаки (рис. 1.64, *в*) застосовують для обробітку ґрунтів, засмічених дрібним камінням та корінням.

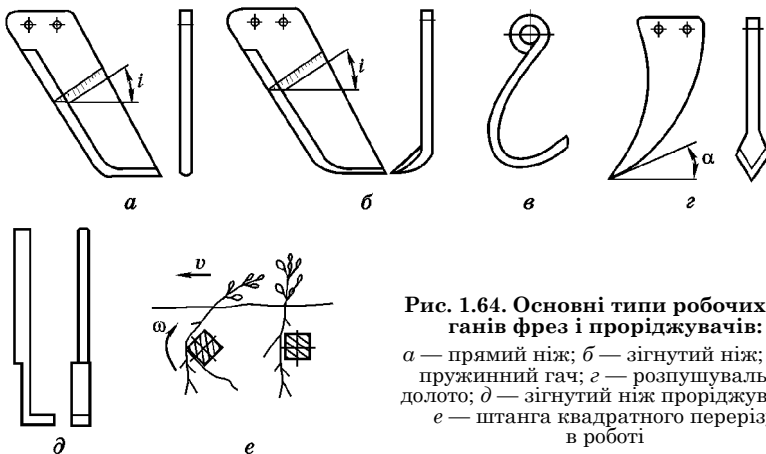


Рис. 1.64. Основні типи робочих органів фрез і проріджувачів:

а — прямий ніж; *б* — зігнутий ніж; *в* — пружинний гач; *г* — розпушувальне долото; *д* — зігнутий ніж проріджувача; *е* — штанга квадратного перерізу в роботі

Розпушувальні долота, або польові гаки (рис. 1.64, з), призначені для обробітку староорних ґрунтів із незначними рослинними рештками при основному і передпосівному обробітку. Розпушувальне долото має стоек, за допомогою якого воно кріпиться до диска, і різальну частину шириною захвату 25...55 мм. Характерним для розпушувального долота є те, що воно має розвинутий кут розпушування α , який забезпечує інтенсивне кришіння і розпушування ґрунту.

Обмежено застосовують луцильні гаки, тарілкові ножі, розпушувальні мотики та ін.

Робочі органи розміщуються на барабанах (дисках) рівномірно і кріпляться переважно жорстко. Вісь обертання барабана може бути горизонтальною і вертикальною. Горизонтальна вісь лежить перпендикулярно до напрямку руху або під гострим кутом. Найпоширеніші фрези з горизонтальною віссю обертання, перпендикулярною до напрямку руху. Напрямок обертання барабана може збігатися з напрямком обертання ведучих коліс трактора (пряме фрезерування) і бути протилежним йому (зворотне фрезерування). Частіше застосовують пряме фрезерування, оскільки воно створює підштовхувальне зусилля, тоді як зворотне спричинює більше тягове зусилля та гірше загортання рослинних решток. Барабани приводяться в рух від вала відбору потужності трактора за допомогою редукторів.

Зігнуті ножі (рис. 1.64, д) встановлюють на проріджувачах при вздовжрядному проріджуванні цукрових буряків. Вони одночасно з проріджуванням сходів знищують бур'яни та кришать і розпушують ґрунт. Плоскорізальні крила цих ножів бувають загнуті вправо і вліво. Ширина захвату крила 25 і 53 мм. Глибина підрізання 3...4 см.

Вісь обертання різальної головки з ножами розміщена вздовж або під кутом до напрямку руху проріджувача. В обертальний рух різальна головка приводиться від опорно-привідного колеса секції проріджувача.

На автоматичних проріджувачах цукрових буряків ножі здійснюють коливальний рух перпендикулярно до напрямку руху проріджувача. Ножі приводяться в рух від гідродвигуна автономної гідравлічної системи проріджувача. Глибина ходу ножів 1...4 см.

Штанги культиваторів (рис. 1.64, е) застосовують для обробітку ґрунтів, що зазнають вітрової ерозії. Вони є, як правило, валами квадратного перерізу (22 × 22 або 25 × 25 мм), встановленими перпендикулярно до напрямку руху культиватора. Під час руху культиватора штанга, заглиблена в ґрунт, обертається в напрямку, зворотному обертанню коліс, і здійснює на шляху 1 м від 0,7 до 1,3 оберту. Зіткнувшись з коренем бур'яну, вона спочатку його згинає і вириває нижню, а потім верхню частину кореня. Штанга, завдяки обертанню, звільняється від бур'яну, залишаючи верхню його час-

тину на поверхні поля. В процесі роботи шар ґрунту, що лежить вище від штанги, кришиться і розпушується, а нижній — ущільнюється. Штанга приводиться в рух від колеса культиватора. Глибина обробітку 4...10 см.

1.6.2. Процес роботи і траєкторія руху робочих органів фрези та проріджувача

Процес роботи фрези із зігнутими ножами, розпушувальними долотами відбувається так. При переміщенні фрези і обертанні барабана 2 (рис. 1.65) зігнуті ножі 1 відокремлюють від загальної маси ґрунту невелику стружку і відкидають її на пруткову решітку 8 і кожух 7, внаслідок чого ґрунт інтенсивно кришиться, розпушується і перемішується. Куски деревини і рослинні рештки, ковзаючи по решітці, падають униз і зверху присипаються подрібненими грудочками ґрунту, які пройшли крізь решітку.

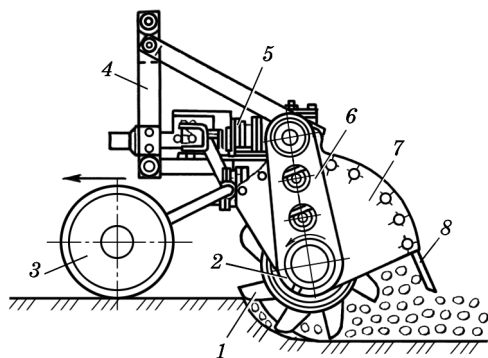


Рис. 1.65. Загальний вигляд болотної фрези:

- 1 — ніж; 2 — барабан; 3 — опорне колесо;
4 — навіска; 5 і 6 — редуктори; 7 — кожух;
8 — решітка

Траєкторія руху робочого органа фрези. Робочі органи фрези в процесі роботи здійснюють складний рух: поступальний з агрегатом і обертальний біля осі барабана.

Розглянемо траєкторію руху робочого органа 1 (рис. 1.66), коли вона переміщується прямолінійно і рівномірно зі швидкістю v , а вісь обертання барабана 2 фрези є перпендикулярною до напрямку її руху. Розмістимо центр осей координат у точці O , вісь x напрямимо за напрямком руху фрези, а вісь y — униз.

Нехай у початковий момент руху крайня точка робочого органа, яка розміщена на колі з радіусом R , знаходиться в положенні A_0 . При обертанні барабана за деякий час t на кут ωt , де ω — кутова швидкість барабана, фреза пройде шлях vt , де v — поступальна швидкість. Унаслідок цього точка A_0 перейде в положення A_i . Координати точки A_i відносно нерухомих осей x і y :

$$\begin{aligned} x_i &= vt + R \cos \omega t; \\ y_i &= R \sin \omega t. \end{aligned} \quad (1.76)$$

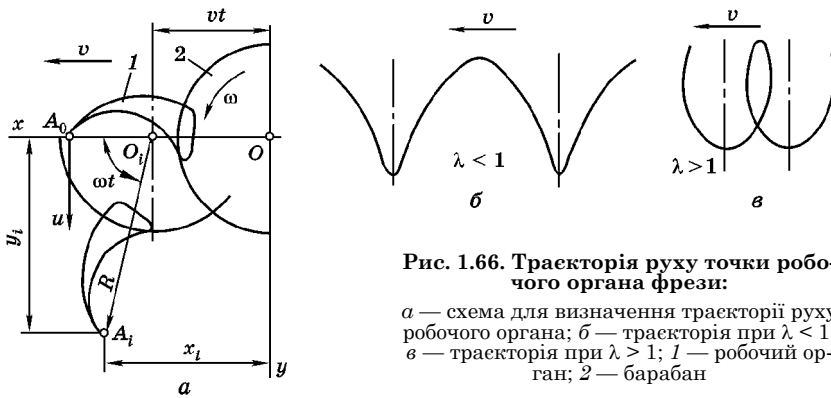


Рис. 1.66. Траекторія руху точки робочого органа фрези:

а — схема для визначення траекторії руху робочого органа; б — траекторія при $\lambda < 1$; в — траекторія при $\lambda > 1$; 1 — робочий орган; 2 — барабан

Рівняння (1.76) виражає траекторію абсолютного руху крайньої точки робочого органа в параметричній формі. Як відомо, ця траекторія геометрично є циклоїдою (трохоїдою).

Здійснимо деякі перетворення рівнянь (1.76), вилучивши із них час t і врахувавши, що $\omega t = \alpha$, де α — кут, на який повернеться робочий орган із початкового положення за час t , а колова швидкість крайньої точки робочого органа $u = \omega R$. Тоді можна записати:

$$\left. \begin{aligned} t &= \alpha / \omega; \\ \omega &= u / R. \end{aligned} \right\} (1.77)$$

Підставивши значення ω у залежності (1.77), отримаємо $t = \alpha R / u$. Вилучивши із рівняння (1.76) t і ωt , матимемо

$$\left. \begin{aligned} x_i &= R(\alpha u / v + \cos \alpha); \\ y_i &= R \sin \alpha. \end{aligned} \right\}$$

Якщо замінити відношення колової швидкості u до поступальної v через кінематичний параметр λ , то дістанемо

$$\left. \begin{aligned} x_i &= R(\alpha / \lambda + \cos \alpha); \\ y_i &= R \sin \alpha. \end{aligned} \right\} (1.78)$$

Рівняння (1.78) показують, що зміна форми циклоїди залежить тільки від відношення $\lambda = u/v$, яке характеризує кінематичний режим роботи фрези. Якщо $\lambda < 1$, то траекторія матиме форму вкороченої циклоїди (рис. 1.66, б), яка не має петлі. У фрезах та інших ротаційних робочих органах при $\lambda > 1$ абсолютна траекторія руху матиме форму подовженої циклоїди (рис. 1.66, в). У штангових робочих органів $\lambda < 1$, а траекторія руху ребра штанги набуває форму вкороченої циклоїди, що призводить до ущільнення нижнього шару ґрунту.

Траекторія руху ножа проріджувача. Ножі обертаються в площині, перпендикулярній до напрямку руху проріджувача або під гострим кутом.

Розглянемо траекторію руху ножа, коли він обертається в площині, перпендикулярній до напрямку руху. Розмістимо центр координатних осей у центрі обертання різальної головки в точці O (рис. 1.67), а вісь x напрямимо за напрямком руху проріджувача. Осі y і z розміщуються у площині, перпендикулярній до напрямку руху. При цьому вісь y напрямимо горизонтально, а z — вертикально вгору.

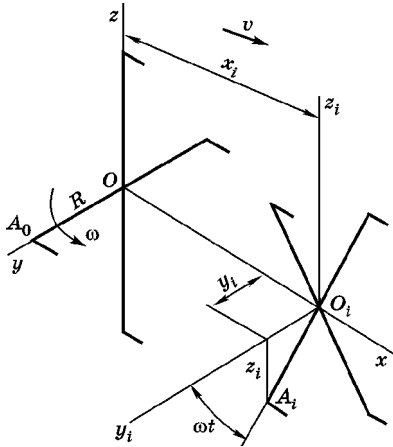


Рис. 1.67. Схема до визначення рівняння руху ножа проріджувача

При переміщенні центра головки за деякий час t зі швидкістю v із положення O в положення O_i головка з ножом повернеться на кут ωt , унаслідок чого точка A_0 ножа, розміщена на відстані R від осі обертання, займе положення A_i . Її координати, як видно з рис. 1.67, визначатимуться рівняннями

При переміщенні центра головки за деякий час t зі швидкістю v із положення O в положення O_i головка з ножом повернеться на кут ωt , унаслідок чого точка A_0 ножа, розміщена на відстані R від осі обертання, займе положення A_i . Її координати, як видно з рис. 1.67, визначатимуться рівняннями

$$\left. \begin{aligned} x_i &= vt; \\ y_i &= R \cos \omega t; \\ z_i &= -R \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (1.79)$$

Така траекторія ножа є гвинтовою лінією.

Якщо головка ножів проріджувача обертатиметься в площині, розміщений під гострим кутом θ до напрямку руху, а вісь обертання буде під кутом $90^\circ - \theta$, то рівняння траекторії набере вигляду

$$\left. \begin{aligned} x_i &= vt - R \cos \omega t \cos \theta; \\ y_i &= R \cos \omega t \sin \theta; \\ z_i &= -R \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (1.80)$$

Якщо так само, як при розгляді траекторії ножа фрези, подати t через $\alpha R/u$, ωt — через α , а u/v — через λ , то матимемо

$$\left. \begin{aligned} x_i &= R(\alpha/\lambda - \cos \alpha \cos \theta); \\ y_i &= R \cos \alpha \sin \theta; \\ z_i &= -R \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (1.81)$$

Рівняння (1.79) і (1.81) визначають траєкторією абсолютного руху точки A ножа проріджувача, яка є гвинтовою лінією, крок якої тим більший, чим менший показник кінематичного режиму λ .

1.6.3. Основні параметри роботи фрези

Робота фрези характеризується подачею на ніж S_z , глибиною обробітки a , максимальною товщиною стружки δ_{\max} , висотою гребенів h , відношенням m глибини обробітки до радіуса R (відстанню різальної кромки ножа до осі обертання барабана) і показником кінематичного режиму λ .

До кожного диска барабана фрези кріпиться, як правило по кілька ножів. У процесі роботи ножі один за другим відрізають скибу, однойменні точки ножа описують однакові траєкторії у вигляді циклоїд. Якщо попередній ніж 3 (рис. 1.68) описав траєкторію 2, то наступний ніж опише траєкторію 1, зміщену по горизонталі відносно першої на відстань S_z , що називається *подачею на ніж*. Подача на ніж залежить від швидкості v переміщення фрези і часу t_z , за який наступний ніж у відносному русі займе положення попереднього, тобто повернеться на кут, що дорівнює центральному куту між ними:

$$S_z = vt_z. \quad (1.82)$$

Час t_z можна визначити за формулою

$$t_z = t_{об} / z,$$

де $t_{об}$ — час, за який диск повернеться на один оберт; z — кількість ножів на одному диску.

Час одного оберту диска визначається із умови

$$\omega t_{об} = 2\pi,$$

де ω — кутова швидкість диска.

Звідси

$$t_{об} = 2\pi / \omega.$$

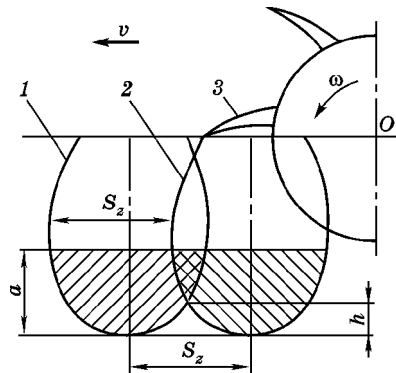


Рис. 1.68. Схема утворення гребенів під час роботи фрези:

1 — траєкторія руху кінця наступного ножа; 2 — траєкторія руху кінця попереднього ножа; 3 — ніж

Тоді

$$t_z = 2\pi/\omega z.$$

Після підстановки в залежність (1.82) значення t_z отримаємо

$$S_z = 2\pi v/\omega z. \quad (1.83)$$

Щоб визначити подачу на один ніж з урахуванням показника кінематичного режиму λ , помножимо чисельник і знаменник рівняння (1.83) на R і замінимо u/v показником кінематичного режиму λ . Після цього матимемо

$$S_z = 2\pi R/\lambda z. \quad (1.84)$$

Отримана залежність (1.84) показує, що подача на один ніж S_z залежить як від конструктивних параметрів фрези R і z , так і від показника кінематичного режиму λ , тобто швидкості поступального руху фрези і частоти обертання барабана. Зі зміною подачі на ніж змінюється ступінь дії фрези на ґрунт, зокрема кришіння та розпушування ґрунту.

При обробі староорних ґрунтів подача на ніж становить 10...15 см і задернілих — 3...6 см.

Шлях фрези за один оберт барабана визначимо за залежністю

$$S = S_z z = 2\pi R/\lambda. \quad (1.85)$$

Співвідношення між основними параметрами фрезерного барабана (R , z , λ) і висотою h гребенів на дні борозни. Із рис. 1.68 видно, що петлі суміжних циклоїд перетинаються на певній висоті, внаслідок чого на дні обробленого поля утворюються гребені заввишки h . З точки зору агротехніки, наявність нерівного дна борозни, утвореного гребенями, небажана. Згідно з агротехнічними вимогами максимальна висота гребенів не повинна перевищувати 2 см. Висота гребенів $h \leq 0,2a$, де a — максимальне заглиблення ножа фрези в ґрунт (глибина обробітку).

Спочатку знайдемо зв'язок параметрів R , z , λ із значенням висоти h гребеня. Із рис. 1.69 видно, що

$$x_2 = x_1 + S_z/2, \quad (1.86)$$

де x_2 — абсциса вершини B гребеня; x_1 — абсциса кінця ножа в найнижчому його положенні (при $\omega = \pi/2$); S_z — подача на один ніж.

Траєкторія руху кінця ножа для точки B :

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= vt_2 + R\cos\omega t_2; \\ y_2 &= h = R(1 - \sin\omega t_2), \end{aligned} \right\} \quad (1.87)$$

де t_2 — час обертання барабана, за який він повернеться на кут ωt_2 .

Позначимо

$$\omega t_2 = \alpha_2.$$

Звідси $t_2 = \frac{\alpha_2}{\omega}$, а v замінімо

на $\frac{\omega R}{\lambda}$.

Тоді

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= R \frac{\alpha_2}{\lambda} + R \cos \alpha_2; \\ h &= R(1 - \sin \alpha_2). \end{aligned} \right\} \quad (1.88)$$

Для визначення x_2 у залежність (1.86) підставимо значення x_1 і S_z . Абсциса x_1 кінця ножа в найнижчому його положенні

$$x_1 = v \frac{\pi}{2\omega} = \frac{\pi R}{2\lambda},$$

а S_z із залежності (1.84)

$$S_z = \frac{2\pi R}{\lambda z}.$$

Тоді

$$x_2 = \frac{\pi R}{2\lambda} + \frac{\pi R}{\lambda z},$$

або

$$x_2 = \frac{\pi R}{\lambda} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z} \right).$$

Для визначення λ значення x_2 підставимо у перше рівняння залежності (1.88), замінімо v/ω на R/λ і отримаємо систему рівнянь

$$\left. \begin{aligned} \frac{\pi R}{\lambda} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z} \right) &= \frac{R}{\lambda} \alpha_2 + R \cos \alpha_2; \\ h &= R(1 - \sin \alpha_2). \end{aligned} \right\} \quad (1.89)$$

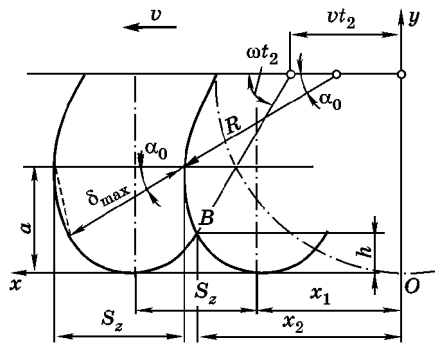


Рис. 1.69. Схема до визначення залежності між висотою гребенів і основними параметрами фрезерного барабана

Зробивши перетворення, дістанемо

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right)\pi &= \alpha_2 + \lambda \cos \alpha_2; \\ h &= R(1 - \sin \alpha_2). \end{aligned} \right\} \quad (1.90)$$

Із другого рівняння системи (1.90) визначимо

$$\begin{aligned} \sin \alpha_2 &= 1 - \frac{h}{R}; \\ \alpha_2 &= \arcsin\left(1 - \frac{h}{R}\right); \\ \cos \alpha_2 &= \frac{1}{R}\sqrt{2Rh - h^2}. \end{aligned}$$

Підставивши отримані значення в перше рівняння системи (1.90), матимемо

$$\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right)\pi = \arcsin\left(1 - \frac{h}{R}\right) + \lambda \frac{1}{R}\sqrt{2Rh - h^2}.$$

Якщо розв'язати це рівняння відносно λ , то отримаємо

$$\lambda = \frac{\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right)\pi - \arcsin\left(1 - \frac{h}{R}\right)}{\frac{1}{R}\sqrt{2Rh - h^2}}. \quad (1.91)$$

Залежність (1.91) пов'язує основні параметри барабана фрези (R , z , λ) з висотою h гребенів. Користуючись цією залежністю для певної фрези, при допустимій висоті гребенів можна знайти λ , а отже, маючи швидкість обертання барабана, визначити поступальну швидкість фрези і навпаки.

Слід зауважити, що дійсна висота h_d гребенів буде дещо меншою від теоретичної, оскільки під час руху ножа в ґрунті стружка сколюватиметься і $h_d = kh$, де k — коефіцієнт, який за даними В.Д. Докіна становить від 0,5 до 1,0.

Товщина стружки. Важливим показником роботи фрези є також товщина стружки, яку знімає ніж, оскільки від її товщини залежить інтенсивність кришіння і розпушування ґрунту.

Із рис. 1.69 видно, що за певного припущення, максимальну товщину стружки δ_{\max} можна визначити за формулою

$$\delta_{\max} = S_z \cos \alpha_0, \quad (1.92)$$

де α_0 — кут, за якого ніж починає відрізати скибу.

Максимальне заглиблення a ножа в ґрунт має зв'язок із радіусом R і кутом α_0 . Цей зв'язок виражається залежністю

$$a = R - R \sin \alpha_0.$$

Звідси

$$\begin{aligned} \sin \alpha_0 &= 1 - \frac{a}{R}; \\ \cos \alpha_0 &= \sqrt{2 \frac{a}{R} - \left(\frac{a}{R}\right)^2}. \end{aligned}$$

Замінивши $\frac{a}{R}$ на m і підставивши значення $\cos \alpha_0$ у залежність (1.92), матимемо

$$\delta_{\max} = S_z \sqrt{2m - m^2}. \quad (1.93)$$

Отже, товщина стружки залежить як від подачі S_z на ніж, так і від глибини обробітку m .

Подача на ніж для просапних і болотних фрез, як правило, становить 4...8 см, для польових — 10...15 см. При постійній подачі на ніж, але зменшенні глибини обробітку m товщина стружки зменшується, тобто зростає ступінь кришіння і розпушування ґрунту.

Якщо в залежність (1.93) підставити значення подачі S_z на ніж із залежності (1.84), то дістанемо

$$\delta_{\max} = \frac{2\pi R}{\lambda z} \sqrt{2m - m^2}. \quad (1.94)$$

Отримана залежність (1.94) показує, що зменшення товщини стружки, а отже, і висоти гребенів, можна досягти збільшенням показника кінематичного режиму λ . Проте значне збільшення λ призводить до різкого збільшення витрати енергії.

1.6.4. Витрати потужності для роботи фрези

У процесі роботи фрези потужність витрачається на подолання опору робочими органами на відривання стружки в горизонтальному напрямку крилом ножа, розрізання скиби у вертикальній площині стояком ножа, кришіння і розпушування стружки, надання певної швидкості обробленому ґрунту, переміщення машини по полю.

Оскільки для кожної операції важко визначити потрібну потужність, дослідники, враховуючи деякі припущення і об'єднуючи операції, встановили певні залежності для її визначення.

Заслуговує на увагу одна із них для фрези з горизонтальною віссю обертання, яка відображає суть роботи фрези і враховує її параметри. Вона полягає в тому, що загальну потужність N , яка витрачається на роботу фрези, розраховують як суму трьох видів потужності:

$$N = N_{\text{д}} + N_{\text{в}} + N_{\text{п}}, \quad (1.95)$$

де $N_{\text{д}}$ — потужність на деформацію ґрунту, Вт; $N_{\text{в}}$ — потужність на відкидання стружки, Вт; $N_{\text{п}}$ — потужність на переміщення фрези по полю, Вт.

Найважливішою є потужність $N_{\text{д}}$ на деформацію ґрунту, яку визначають за формулою

$$N_{\text{д}} = kcazn/60, \quad (1.96)$$

де k — питомий опір деформації ґрунту, МПа; c — переріз ґрунтової стружки, см²; a — глибина обробітку, см; z — загальна кількість ножів на фрезі, шт.; n — частота обертання фрезерного барабана, хв⁻¹.

Питомий опір деформації ґрунту несталий. Він може змінюватися в широких межах залежно від типу і вологості ґрунту, стану його поверхні.

Потужність $N_{\text{в}}$ на відкидання стружки наближено можна визначити за формулою

$$N_{\text{в}} = \frac{\delta Q u_6^2}{2}, \quad (1.97)$$

де δ — коефіцієнт відкидання, який залежить від форми робочого органа (для польових гаків $\delta = 0,85$; для зігнутих ножів $\delta = 1,0$); Q — маса ґрунту, що відкладається за 1 с; u_6 — колова швидкість барабана, м/с.

Визначальним для цієї потужності крім маси ґрунту, що відкидається, є колова швидкість барабана.

Потужність $N_{\text{п}}$ на переміщення фрези по полю визначають за виразом

$$N_{\text{п}} \approx 10fQ_{\text{ф}}v, \quad (1.98)$$

де $f = 0,15...0,20$ — коефіцієнт опору перекочуванню; $Q_{\text{ф}}$ — маса фрези, кг; v — швидкість руху агрегату, м/с.

Слід також ураховувати витрати енергії до 2...5 %, які є в механізмах передач. Проте підштовхувальне зусилля реакції ґрунту в

процесі фрезерування дещо зменшує витрати енергії на переміщення фрези, компенсуючи їх у передачах.

Загальна потужність, яка потрібна для забезпечення роботи фрези, як правило, більша, ніж для плуга. Однак при підготовці задернілого ґрунту під посів, виконаний системою «плуг — борона — культиватор», витрати енергії на одиницю обробленої площі фрезою дещо менші.

1.6.5. Визначення основних параметрів фрези

До основних параметрів фрези з горизонтальною віссю обертання барабана належать ширина захвату, діаметр барабана, кількість ножів, частота обертання барабана та відстань між сусідніми дисками на барабані.

Ширину захвату фрези B визначають, ураховуючи потужність трактора, з яким вона буде агрегуватись.

Якщо прийняти, що в залежності (1.95) потужність, яка визначається двома першими членами, прямо пропорційна кількості ножів z фрези, то її ширину захвату можна визначити так. Візьмемо параметри ножа та із формул (1.96) і (1.97) при $z = 1$ визначимо потужність на деформацію ґрунту $N_{д1}$ і відкидання скиби (стружки) $N_{в1}$. Вважатимемо, що на одному диску буде встановлено z_n ножів, а відстань між сусідніми дисками l_d . Тоді ширину захвату фрези можна визначити за залежністю

$$B = \left(\frac{N_{тр} - N_{п}}{N_{д1} - N_{в1}} \right) \frac{l_d}{z_n}, \quad (1.99)$$

де $N_{тр}$ — потужність трактора, Вт.

Діаметр барабана $D_б$ вибирають, ураховуючи глибину обробітку, щоб диски, корпус редуктора, кожух та інші деталі під час роботи фрези проходили над поверхнею поля з мінімальним просвітом 50...60 мм. Більшість фрез має діаметр барабана $D_б = (2,5...3,5)a$.

Кількість ножів z_n , закріплених на одному диску, залежить від подачі на один ніж S_z . Водночас подача на один ніж (1.84) залежить від показника кінематичного режиму λ , тобто від поступальної швидкості фрези і колової швидкості барабана. Для фрез, які агрегуються з тракторами, що працюють зі швидкістю 3...6 км/год, найчастіше беруть 4, 6 або 8 ножів. Сучасні фрези для задернілих ґрунтів мають $S_z = 4...8$ см, для староорних — $S_z = 10...15$ см.

Частота обертання n барабана залежить від поступальної швидкості v агрегату, заданої подачі на один ніж S_z і кількості но-

жів на одному диску z_n :

$$n = \frac{2v}{S_z z_n}. \quad (1.100)$$

Відстань між сусідніми дисками l_d на барабані залежить від форми і ширини загнутої частини ножа. Її рекомендують брати $l_d = 100 \dots 200$ мм.

1.7. Теорія та розрахунок котків

Залежно від конструкції робочого органа котки застосовують для ущільнення і вирівнювання поверхні ґрунту, подрібнення брил, руйнування ґрунтової та льодяної кірки та прикочування зелених добрив перед заорюванням.

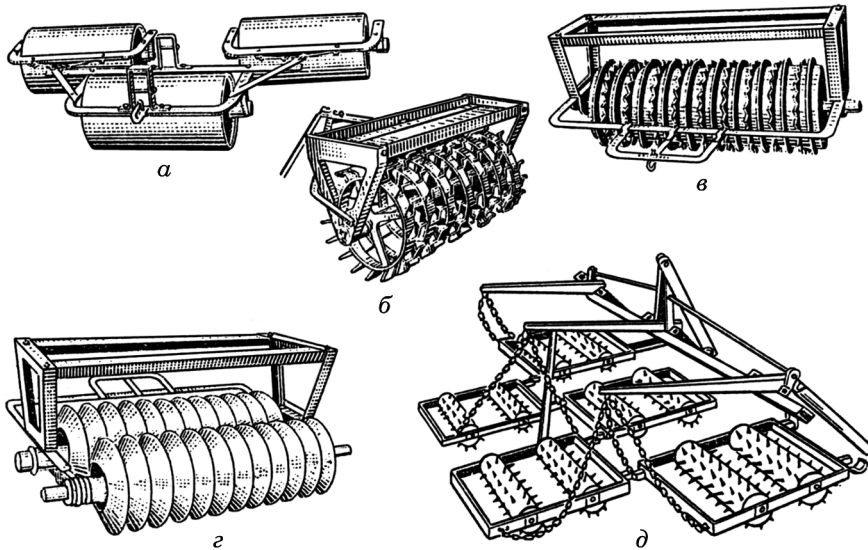


Рис. 1.70. Котки:

a — гладенький; *б* — кільчато-шпоровий; *в* — кільчато-зубчастий;
г — кільчато-клинчастий; *д* — борончастий

За призначенням котки поділяють на польові та болотні. За формою робочої поверхні вони бувають гладенькі (рис. 1.70, *a*), кільчато-шпорові (рис. 1.70, *б*), кільчато-зубчасті (рис. 1.70, *в*), кільчато-клинчасті (рис. 1.70, *г*) та борончасті (рис. 1.70, *д*).

1.7.1. Процес дії котка на ґрунт

Робочим органом котків є циліндрична поверхня, якою він діє на ґрунт. При перекочуванні котка по поверхні поля часточки ґрунту переміщуються в горизонтальному і вертикальному напрямках, описуючи певну траєкторію. Характер і форма траєкторії залежать переважно від параметрів котка, радіального навантаження на коток, ґрунтових умов і місця знаходження часточки в шарі ґрунту. Із результатів експериментальних досліджень М.Х. Пігулевського видно, що часточки a_0 , b_0 і c_0 (рис. 1.71, а) із свого початкового положення під дією котка переміщуються вперед, але спочатку дещо піднімаються вгору, а потім опускаються до певного рівня. Верхня часточка a_0 , опи-

суючи траєкторію $a_0a_1a_2a_3$ переміщується у кінцеве положення a_3 на поверхні колії, утвореної котком. Часточка b_0 , що розміщується на певній глибині в ґрунті, описує траєкторію $b_0b_1b_2b_3$, яка коротша за траєкторію, що описує часточка a_0 , проте характер її переміщення такий самий. Часточка c_0 , яка знаходиться

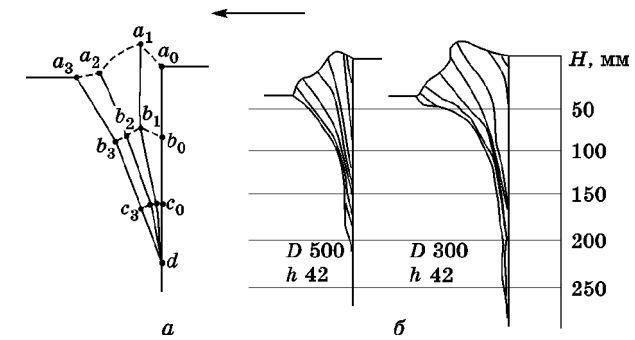


Рис. 1.71. Траєкторія поздовжнього переміщення часточок ґрунту від дії котка:
a — на різній глибині; *б* — залежно від діаметра котка D при однаковій колії h

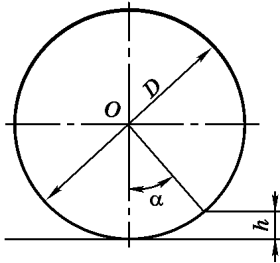
ще глибше, переміщується аналогічно, але опускається на меншу величину. Чим глибше розміщується часточка, тим менше вона переміщується і на глибині d її переміщення не спостерігається. Поздовжнє переміщення часточок ґрунту спричинює внутрішнє тертя між собою, що зумовлює руйнування структури ґрунту.

Коткування полягає у вертикальному переміщенні часточок ґрунту. Досліди показують, що поздовжня деформація ґрунту значною мірою залежить від діаметра котка. Із рис. 1.71, б видно, що за однакової глибини колієутворення поздовжня деформація ґрунту збільшується зі зменшенням діаметра котка. Застосування котків із малим діаметром призводить до небажаних результатів.

1.7.2. Визначення параметрів котка

Основними параметрами котка є діаметр і ширина (довжина). Вибираючи діаметр котка, слід урахувувати поздовжню деформацію ґрунту. Цього досягають за умови, що кут α (рис. 1.72) обхвату котка ґрунтом не перевищуватиме 20° . При цьому ґрунтовий валик перед котком має незначний розмір.

Із рис. 1.72 видно, що



$$\cos \alpha = \frac{D - 2h}{D} = 1 - \frac{2h}{D}, \quad (1.101)$$

де D — діаметр котка; h — глибина колії котка.

Із залежності (1.101) визначаємо діаметр котка:

$$D \geq \frac{2}{1 - \cos \alpha}. \quad (1.102)$$

Рис. 1.72. Схема до визначення діаметра котка

Задавши глибину колії котка і кут обхвату, можна визначити допустимий мінімальний діаметр котка.

Ширину захвату котка вибирають залежно від умов пристосування його до рельєфу поля. Для рівнинних умов ширина котка становить близько 2 м, а для гірського рельєфу та пересічених полів — не більше ніж 1 м.

Процес роботи кільчасто-шпорових, кільчасто-зубчастих, кільчастих і борончастих котків децю відмінний. Верхній шар ґрунту вони залишають розпушеним, а нижній — ущільнюють так само, як це робить гладенький коток.

1.7.3. Опір перекочуванню котка

Значні зміни фізико-механічних властивостей ґрунту під час коткування ускладнюють точний розрахунок зусилля на перекочування котка. Дослідники, виходячи з тих чи інших передумов, виводять різні формули для визначення зусилля на перекочування котка.

Зусилля на перекочування колеса чи котка вперше визначив Грандвуале, а пізніше підтвердив В.П. Горячкін.

Згідно з цими розробками зусилля P на перекочування гладенького котка визначають за формулою

$$P = 0,863 \sqrt{\frac{G^4}{q_0 B D^2}},$$

де G — сила ваги котка, Н; B — ширина захвату котка, см; D — ді-

Основи теорії та розрахунку машин і знарядь для обробітку ґрунту

метр котка, см; q_0 — коефіцієнт об'ємної деформації ґрунту, Н/см³ ($0,3 < q_0 < 0,5$).

Зусилля перекочування негладенького котка дещо більше:

$$P = 0,86k^3 \sqrt{\frac{G^4}{q_0 B D^2}},$$

де $k = 1,0 \dots 1,3$ — коефіцієнт, що враховує додатковий опір від деформації ґрунту, яку здійснюють негладенькі елементи котка.

Для суцільних кільчастих котків $k = 1,1 \dots 1,2$, для комбінованих — $k = 1,1 \dots 1,3$, для котків, у яких кільця розміщені з деякою відстанню між ними, $k = 1,0$.

Знаючи параметри гладенького котка, можна визначити глибину колії h :

$$h = \frac{1,3 \sqrt[3]{G^2}}{\sqrt[3]{q_0^2 B^2 D}}.$$

Глибина колії визначає ступінь руйнування структури ґрунту.

Розділ 2

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ СІВБИ І САДІННЯ

2.1. Основні властивості насіння

2.1.1. Технологічні властивості насіння

Під технологічними властивостями насіння розуміють лише ті його властивості, які істотно впливають на характер і закономірності процесу висіву (садіння). Такими властивостями є форма, розміри, щільність і маса, фрикційні властивості, здатність насіння чинити опір деяким видам деформацій тощо.

Форма насіння може бути еліпсо-, куле-, сочевице-, бобово- або пірамідоподібною.

Розміри насіння характеризуються довжиною l , шириною b і товщиною δ . Довжина насіння зернових культур змінюється від 4,0 (яра пшениця) до 18,6 мм (овес), просапних культур — від 1,8 до 13,5 мм; ширина — від 1,4 до 4,0 мм; товщина — від 1,0 до 4,5 мм; ширина насіння просапних культур — від 1,5 до 11,5 мм; товщина — від 1,5 до 8,0 мм.

Форма і розміри насіння впливають на процес висипання насіння із отвору бункера. Від них залежить вибір типу висівного апарата і параметрів комірок висівних дисків сівалок точного висіву.

Щільність насіння ρ визначається відношенням маси до його об'єму. Щільність насіння основних польових культур становить від 1,0 (овес) до 1,4 т/м³ (горох). На її значення впливають вологість, вміст повітря в ендоспермі й хімічний склад насіння. Чим більша щільність насіння, тим вища їх польова схожість.

Абсолютна маса насіння — це маса 1000 насінин у грамах, що відповідає середній масі однієї насінини в міліграмах. У зернових культур вона становить 20...42 г; у кукурудзи — 150...300; гороху — 100...200; проса — 7...9 і у гречки — 15...25 г. Цим терміном користуються тоді, коли потрібно детальніше охарактеризувати якість насіння (наприклад, у насінництві).

Об'ємна маса насіння визначається їх абсолютною масою G_a і коефіцієнтом заповнення об'єму $k_{щ}$ (щільність пакування), що є відношенням фактичної маси одиниці об'єму зерна (1 л насіння в грамах) до теоретичної маси того самого об'єму G_T . Об'ємна маса насін-

ня основних зернових культур змінюється від 400...565 (овес) до 750...880 г/л (озима пшениця); кукурудзи — 700...865 г/л.

Значення коефіцієнта щільності заповнення насіння змінюється в широких межах. Для насіння основних зернових колосових культур $k_{щ} = 0,58...0,65$. Масу 1000 насінин і абсолютну масу слід враховувати при розрахунку норми висіву насіння і перерахунку із заданої норми, що визначена в кількості зерна на 1 га, на норму, що виражається в кілограмах на гектар (кг/га).

Міцність насіння визначають, ураховуючи навантаження, що призводить до травмування насіння і зниження їх сходів та врожайності. Для насіння бавовнику та сої міцність становить 49...52 Н, кукурудзи — 49...59 Н і т.д. Її слід ураховувати при визначенні оптимальних параметрів робочих органів і режимів їх роботи.

Пружність насіння характеризується коефіцієнтом відновлення при ударі, тобто відношенням нормальних складових швидкостей насіння відповідно до і після удару по поверхні. Коефіцієнт пружності змінюється в широких межах (наприклад, для гороху — 0,30...0,42).

Співударяння в робочих органах спостерігається при виконанні різних процесів: у зернових сівалках — під час руху насіння по насіннепроводам і потраплянні на дно борозенки, в просапних — під час роботи від'єднувачів та виштовхувачів, у процесі гніздоутворення.

Фрикційні властивості. Основний вид тертя насіння — тертя ковзання. Як правило, тертя насіння має невелике значення й істотно не впливає на закономірність руху насіння.

Для насіння пшениці, ячменю і кукурудзи динамічний коефіцієнт зовнішнього тертя f_d становить 0,3...0,5. Зі статичним коефіцієнтом $f_{ст}$ він співвідноситься так:

$$f_d = (0,6...0,7) f_{ст}$$

Коефіцієнт внутрішнього тертя насіння основних зернових культур

$$f' = 0,44...0,57$$

Кут природного укосу насіння залежить від його вологості. У разі збільшення вологості пшениці від 11 до 15 % кут природного укосу збільшується від 34 до 37°. Критична вологість зерна становить 14...15 %.

2.1.2. Закономірності руху насіння

Висипання насіння з отворів бункерів та місткостей сівалок характеризується закономірністю руху сипких тіл. За даними професора О.М. Семенова, насіння висипається з отворів за п'ять етапів. Спочатку висипаються нижні шари насіння, внаслідок чого рівень

усієї маси насіння рівномірно знижується. При цьому насіння повертається боковою віссю за напрямком руху, а напрямок висипання поширюється від отвору до верхнього рівня насіння. Витрати насіння на першому етапі визначають за законом витікання рідини із отвору:

$$Q_1 = \mu S \sqrt{2gh}, \quad (2.1)$$

де Q_1 — витрати насіння, $\text{см}^3/\text{с}$; μ — коефіцієнт опору; S — площа отвору, см^2 ; g — прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$; h — висота стовпа насіння, см .

Коли рівень насіння в місткості досягає певної висоти h_1 над отвором, із якого висипається насіння, створюється динамічне розвантажувальне склепіння, що має форму параболоїда. Перший етап висипання переходить у другий, під час якого насіння падає з певної висоти, яку визначають за виразом

$$h_1 = \frac{r_3}{f'}, \quad (2.2)$$

де h_1 — висота склепіння, см ; r_3 — зведений радіус отвору, см , що дорівнює подвійному гідравлічному радіусу; f' — коефіцієнт внутрішнього тертя.

Витрати на другому етапі, $\text{см}^3/\text{с}$:

$$Q_{II} = 1,47\lambda\lambda_1 S \left(\frac{r_3}{f'} \right)^{0,5}, \quad (2.3)$$

де λ , λ_1 — коефіцієнти витрат, що залежать від питомої маси і щільності укладання, розмірів насіння і радіуса вихідного отвору.

За даними О.М. Семенова, для пшениці $\lambda = 1$, а $\lambda_1 = 0,68 \dots 0,93$.

Тільки-но процес висипання поширюється до верхнього рівня, створюється воронка — починається третій етап.

Насіння, що знаходиться поза межами центрального стовпа, стікає у воронку під кутом природного укусу, таким чином забезпечується поповнення потоку насіння. Відмінність у швидкостях руху центрального потоку і стічних бокових шарів призводить до певного заглиблення воронки, а також до збільшення її діаметра через завалювання бокових шарів зерна на межі з центральним стовпом. Витрати на третьому етапі, $\text{см}^3/\text{с}$:

$$Q_{III} = (1,47k_{\text{пл}} S r_3^{0,25}) / f'^{0,5}. \quad (2.4)$$

Коли верхній рівень насіння, що постійно знижується, досягає висоти динамічного розвантажувального склепіння, склепіння руй-

нується і висипання уповільнюється — починається четвертий етап. Витрати на цьому етапі визначають за формулою (2.4). Проте оскільки висота склепіння зменшується і прямує до нуля, витрати в кінці дорівнюватимуть нулю. На п'ятому етапі насіння висипається по похилій площині дна бункера.

Отже, встановлюється певна черговість витікання зерна: спочатку витікає насіння центрального стовпа, починаючи з нижнього шару і закінчуючи верхнім, потім насіння бокових шарів, починаючи з верхнього і закінчуючи нижнім.

Аналіз виразів (2.1) — (2.3) засвідчує, що витрати зерна не залежать від висоти шару насіння в місткостях над отвором. Вони зменшуються лише тоді, коли зовнішні сили прогинають еластичне розвантажувальне склепіння або на дні насінневого ящика залишається менший шар насіння, ніж висота цього склепіння. В цей період видно, що витрати матеріалу при вільному витіканні залежать переважно від площі перерізу вихідного отвору.

Якщо переріз вихідного отвору зменшується, то витікання насіння крізь отвір може зупинитися, хоча діаметр отвору в цей момент ще значно більший від середнього поперечного розміру зерна. За експериментальними даними О.М. Семенова, витікання насіння крізь отвір зупиниться тоді, коли

$$r_{\text{кр}} \leq 4\sqrt{ab}, \quad (2.5)$$

де $r_{\text{кр}}$ — критичний радіус отвору, мм; \sqrt{ab} — середній поперечний розмір зерна (для пшениці становить 2,2 мм; ячменю — 2,4; кукурудзи — 3,2 мм).

Беручи за основу закономірності вільного витікання сипкого сільськогосподарського матеріалу із місткості, можна обґрунтувати її основні параметри.

Ширину днища $b_{\text{дн}}$ визначають за формулою

$$b_{\text{дн}} = d_0 + 2b_1, \quad (2.6)$$

де d_0 — оптимальний діаметр вихідного отвору; $b_1 = 20 \dots 40$ мм — припуск на кожну зі сторін отвору.

Передні та задні стінки місткості встановлюють під кутом до основи, що дорівнює подвоєному куту тертя висівного матеріалу по фарбованій металевій поверхні.

Довжину місткості $l_{\text{м}}$ обчислюють за виразом

$$l_{\text{м}} = b(Z + 1), \quad (2.7)$$

де b — ширина міжрядь; Z — кількість сошників.

Площу поперечного перерізу місткості визначають за формулою

$$S = \frac{V_M}{l_M}. \quad (2.8)$$

Робочий об'єм місткості V_M , м³,

$$V_M = \frac{l_T b_p Q_{\max}}{10^4 \rho \eta_M}, \quad (2.9)$$

де l_T — довжина гону від однієї заправки до іншої, м; b_p — ширина захвату машини, м; Q_{\max} — максимальна норма висіву, кг/га; ρ — щільність матеріалу, кг/м³; $\eta_M = 0,85 \dots 0,90$ — коефіцієнт використання місткості бункера.

2.2. Типи робочих органів сівалок

Розглянемо теорію висівних апаратів і сошників.

За принципом дії розрізняють механічні та пневматичні висівні апарати. Найпоширенішими є котушкові та дискові механічні висівні апарати. Котушкові висівні апарати дозують насіння безперервним потоком, а дискові — однозерновим відбором насіння. Котушкові висівні апарати застосовують у рядкових сівалках, дискові — в сівалках точного висіву.

2.2.1. Основи розрахунку котушкових висівних апаратів

При обертанні котушки (рис. 2.1) створюється потік насіння, що складається із зерен, які потрапили в жолобки (зона II), і зерен, розміщених між котушкою і днищем коробки (активний шар, зона III). У зоні I насіння рухається вільно під дією сили ваги. В зоні III рух насіння відбувається завдяки силам внутрішнього тертя, що збуджуються ребрами котушки і передаються від одного шару до другого. Для різних культур товщина активного шару h (рис. 2.1, б) різна — вона не перевищує чотири-шестикратної товщини насіння (наприклад, для насіння пшениці — чотири шари $h = 10$ мм; проса — п'ять шарів $h = 7$ мм).

За даними А.Б. Лур'є, закономірність зміни швидкості руху насіння в активному шарі виражається залежністю

$$v_x = f(x) = v_K \left(1 - \frac{x}{h}\right)^{m_1}, \quad (2.10)$$

де v_K — лінійна швидкість котушки; m_1 — показник степеня, що визначається дослідями (для пшениці і ячменю — 2,6; вівса — 2,5; льону — 1,7; проса — 1,4 і т.д.).

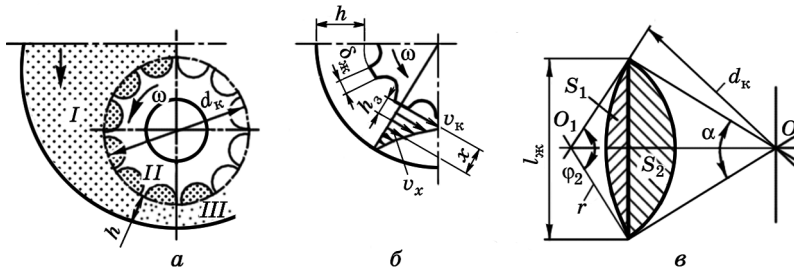


Рис. 2.1. Схема роботи котушкового висівного апарата:

a — зони руху насіння; *б* — характер розподілу швидкості руху в активному прошарку; *в* — проділь комірки; *I* — вільний рух; *II* — примусовий рух; *III* — рух в активному прошарку

Використавши вираз (2.10), отримаємо зв'язок між h і h_3 :

$$v_k \int_0^h [1 - (x/h)]^{m_1} dx = h_3 v_k; \quad (2.11)$$

$$h_3 = \frac{h}{m_1 + 1},$$

де h_3 — зведена товщина активного шару, в якому насіння рухається зі сталою швидкістю, що дорівнює швидкості котушки v_k .

Значення h_3 змінюється в невеликих межах при зміні довжини робочої частини котушки та швидкості її обертання. За даними професора М.М. Летошнева, для жита $h_3 = 2,2 \dots 2,5$ мм при зміні довжини робочої частини котушки від 20 до 30 мм. За даними професора О.М. Семенова, товщина активного шару h_3 зменшилась при збільшенні робочої довжини котушки від 5 до 25 мм: для пшениці — від 5 до 3,2 мм; для кукурудзи — від 10,3 до 5,3 мм.

Визначення параметрів жолобчастої котушки. Об'єм насіння, що висівається котушкою за один її оберт V_k (робочий об'єм котушки), складається з об'єму насіння, що потрапило в жолобки $V_{ж}$, і об'єму насіння, висіяного із активного шару $V_{ак}$:

$$V_k = V_{ж} + V_{ак}. \quad (2.12)$$

Візьмемо з певним припущенням $V_{ж}$ таким, що дорівнює об'єму жолобків. Тоді об'єм насіння в жолобках котушки

$$V_{ж} = k_3 S_{ж} Z_{ж} l_k, \quad (2.13)$$

де $k_3 = 0,7 \dots 0,9$ — коефіцієнт заповнення жолобків (чим менші насі-

нини, тим він вищий); $S_{\text{ж}}$ — площа перерізу жолобка; $Z_{\text{ж}}$ — кількість жолобків (як правило, $Z_{\text{ж}} = 12$); $l_{\text{к}}$ — робоча довжина катушки (для зернових культур її максимальна довжина становить 39 мм).

При вибраному діаметрі катушки $d_{\text{к}}$ (для зернових культур $d_{\text{к}} = 50$ мм) площа перерізу жолобка визначається його профілем. Найпоширенішим є профіль жолобка (рис. 2.1, в), при якому

$$S_{\text{ж}} = S_1 + S_2 = \frac{d_{\text{к}}^2(\alpha' - \sin\alpha')}{8} + \frac{r^2(\varphi_2 - \sin\varphi_2)}{2}. \quad (2.14)$$

При цьому

$$\alpha' = \arcsin \frac{l_{\text{ж}}}{d_{\text{к}}}; \quad \varphi_2 = \arcsin \frac{l_{\text{ж}}}{2r}; \quad l_{\text{ж}} = d_{\text{ж}} \sin \frac{\pi}{Z_{\text{ж}} - \delta_{\text{ж}}},$$

де $\delta_{\text{ж}}$ — товщина перемички між жолобками; $l_{\text{ж}}$ — ширина жолобка.

Якщо відомі товщина активного шару h_3 , робоча довжина катушки $l_{\text{к}}$ і її колова швидкість $v_{\text{к}}$, то знайдемо об'єм насіння $V_{\text{ак}}$, що висівається із активного шару за одиницю часу:

$$V_{\text{ак}} = h_3 v_{\text{к}} l_{\text{к}}. \quad (2.15)$$

Проте час, за який катушка проходить один оберт, становить $60/n_{\text{к}}$, а лінійна швидкість катушки

$$v_{\text{к}} = \pi d_{\text{к}} n_{\text{к}} / 60.$$

Тоді об'єм насіння $V_{\text{ак}}$, що висівається з активного шару за один оберт катушки:

$$V_{\text{ак}} = \pi d_{\text{к}} h_3 l_{\text{к}}. \quad (2.16)$$

Урахувавши значення $V_{\text{ж}}$ і $V_{\text{ак}}$, отримаємо робочий об'єм катушки $V_{\text{к}}$, см³:

$$V_{\text{к}} = (k_3 S_{\text{ж}} Z_{\text{ж}} + \pi d_{\text{к}} h_3) l_{\text{к}}. \quad (2.17)$$

З іншого боку, робочий об'єм катушки можна визначити через норму висіву насіння Q , кг/га, ширину міжряддя b , м, і передаточне відношення від осі опорно-привідних коліс до вала висівних апаратів i . Відомо, що за один оберт опорно-привідного колеса рядкової сівалки має бути висіяно насіння Q'_1 , кг:

$$Q'_1 = \frac{\pi d Q b Z}{10^4}. \quad (2.18)$$

При цьому кожен апарат має висіяти

$$Q'_{1a} = \frac{\pi d Q b}{10^4}. \quad (2.19)$$

При щільності насіння ρ за один оберт колеса апарат висіває

$$V_{1a} = \frac{\pi d Q b}{10^4 \rho}, \quad (2.20)$$

а з урахуванням ковзання коліс

$$V_{1a} = \frac{\pi d Q b}{10^4 \rho (1 - \eta)}, \quad (2.21)$$

де η — коефіцієнт ковзання коліс по ґрунту (для зернових сівалок $\eta = 0,03 \dots 0,10$).

За один оберт привідного колеса котушка висіває таку кількість насіння:

$$V_k i, \quad (2.22)$$

при цьому $i = n_a / n$, де n_a і n — частота обертання відповідно вала апаратів і опорно-привідного колеса.

Оскільки маємо V_k і V_{1a} , то з урахуванням зміни витрат насіння, см^3 за 1 оберт:

$$V_k = \frac{V_{1a}}{i} = \frac{10^2 \pi d Q b}{\rho (1 - \eta) i}. \quad (2.23)$$

Порівнявши залежності (2.23) і (2.17), отримаємо

$$(k_3 S_{ж} Z_{ж} + \pi d_k h_3) l_k = \frac{10^2 \pi d Q b}{\rho (1 - \eta) i}. \quad (2.24)$$

Ця формула поєднує в одній залежності всі основні конструктивні й технологічні параметри і дає змогу визначити потрібну довжину робочої частини котушки для заданих показників норми висіву, ширину міжрядь і передаточне число сівалки.

Проте розрахунок слід здійснювати за максимально можливою нормою висіву, щоб дістати найбільше значення робочого об'єму котушки, враховуючи можливість розміщення апаратів під днищем насінневого ящика для прийнятої ширини міжрядь.

Робочий режим котушки. Із формули (2.24) видно, що загальний висів насіння за один оберт котушки становитиме

$$Q_{\text{заг}} = \frac{10^2 \pi d Q b}{i(1 - \eta)}. \quad (2.25)$$

Підставивши у формулу (2.25) значення $i = n_a/n$; $v_m = \pi dn/60$, $\omega = \pi n_a/30$ і виразивши витрати насіння в кубічних метрах (m^3), дістанемо

$$Q_{\text{заг}} = \frac{2\pi Q v_m b}{10^4 \omega (1 - \eta)},$$

звідки

$$\omega_{\text{min}} = \frac{2\pi Q v_m b}{10^4 Q_{\text{заг}} (1 - \eta)}, \quad (2.26)$$

де ω_{min} — мінімальна кутова швидкість котушки, s^{-1} ; v_m — швидкість руху посівного агрегату, m/s .

Найбільша кутова швидкість котушки ω_{max} визначає можливість випадання зерна із жолобків. Розглянемо положення, коли зерно знаходиться на краю жолобка. На нього діє виштовхувальна сила — сила котушки $m\omega^2 r_k$, якій протидіє сила тертя fmg , що утворюється між зерном і котушкою.

Падіння зерна можливе тільки за умови рівності сил

$$fmg = m\omega^2 r_k, \quad (2.27)$$

де f — коефіцієнт тертя зерна по металу; m — маса зерна; r_k — радіус котушки.

Із рівняння (2.27) отримаємо найбільш можливу кутову швидкість котушки висівного апарата

$$\omega_{\text{max}} = \sqrt{fg/r_k}.$$

Отже, кутова швидкість котушки перебуває у таких межах:

$$\frac{2\pi Q v_m b}{10^4 Q_{\text{заг}} (1 - \eta)} < \omega < \sqrt{fg/r_k}. \quad (2.28)$$

2.2.2. Основи теорії та розрахунку дискових висівних апаратів

Особливістю сівалок точного висіву є секційне розміщення робочих агрегатів з індивідуальним приводом до кожного висівного апарата, що забезпечує копіювання рельєфу поля і рівномірне загортання насіння по глибині в ґрунт. Змінюючи передаточне відношення від осі привідних коліс до висівного апарата, можна змінювати відстань між насінинами (гніздами) і кількість насінин у гнізді.

Вихідними даними для технологічного розрахунку висівних апаратів пунктирних і гніздових сівалок є кількість зерен на один гектар і схема розміщення насіння (гнізд) відповідно до агротехнічних вимог.

Загальну кількість насінин Q_H на 1 га визначаємо за формулою

$$Q_H = \frac{10^4 Z_H}{bl_H}, \quad (2.29)$$

де b — ширина міжрядь; l_H — відстань між насінинами (гніздами); Z_H — кількість насінин у гнізді.

Отже, для того щоб засіяти 1 га ріллі з поступовою швидкістю агрегату v_M , висівний апарат повинен подавати Q'_H насінин, од/с,

$$Q'_H = \frac{v_M b Q_H}{10^4} = \frac{v_M Z_H}{l_H}, \quad (2.30)$$

з частотою утворення гнізд Z_T , од/с:

$$Z_T = v_M / l_c. \quad (2.31)$$

Ураховуючи, що висівний диск для однонасінневого (пунктирного) висіву має Z_K комірок із укладанням у комірку тільки одного зерна, визначаємо секундну подачу насіння диском

$$Q'_H = \frac{Z_K n}{60}, \quad (2.32)$$

де n — частота обертання диска, хв^{-1} .

Виходячи з умови $Z_T = Q'_H$, отримаємо потрібну відстань між насінинами за пунктирної сівби

$$l_H = \frac{60 v_M}{Z_K n}. \quad (2.33)$$

Оскільки висівні апарати приводяться в рух від прикочувальних коліс, відстань між насінинами можна виразити залежністю

$$l_H = \frac{\pi d}{Z_K i (1 - \eta)}. \quad (2.34)$$

Прирівнявши рівняння (2.33) і (2.34) та врахувавши, що

$$u = \frac{\pi n d_d}{60}; \quad d_d = \frac{l_K Z_K}{\pi}, \quad (2.35)$$

отримаємо максимальну швидкість $v_{\text{м max}}$ висівного агрегату за пунктирного висіву, м/с,

$$v_{\text{м max}} = \frac{u_{\text{max}} \pi d}{i l_{\text{к}} Z_{\text{к}} (1 - \eta)}, \quad (2.36)$$

де u_{max} — максимальна колова швидкість диска по центру комірок, м/с; d — діаметр прикочувального колеса, м; i — передаточне відношення від колеса до висівного диска; $l_{\text{к}}$ — крок комірок, м; $\eta = 0,03 \dots 0,05$ — коефіцієнт ковзання прикочувального колеса.

Значення $v_{\text{м max}}$, як правило, не перевищує $0,25 \dots 0,35$ м/с.

Робота дискових висівних апаратів точного висіву складається з трьох чергувальних фаз: западання насінин у комірки диска, відбивання зайвих насінин, виштовхування насінин із комірок.

Западання насінин у комірки диска. Згідно з виразами (2.30) і (2.36) посів 1 га ріллі певною кількістю насінин із максимально допустимою швидкістю руху агрегату може відбуватися тільки тоді, коли підібраний висівний диск виноситиме насіння кожний своєю коміркою.

Розраховуючи лінійні розміри комірки, слід виходити з того, що в комірку має вміщуватись одна найбільша насінина, але не повинно бути двох найменших насінин. Наприклад, при заповненні круглої комірки насінною в стоячому положенні цю умову можна записати у такому вигляді:

$$2\delta_{\text{min}} > l_1 = b_{\text{max}} + k_1, \quad (2.37)$$

де δ_{min} — мінімальна товщина насінини; l_1 — довжина комірки; b_{max} — максимальна ширина насінини; k_1 — відстань між стінкою комірки та насінною.

При визначенні товщини диска (глибини комірки) δ_1 для горизонтального положення насінини потрібно виконувати умову

$$2\delta_{\text{min}} > \delta_1 = \delta_{\text{max}} + k_2, \quad (2.38)$$

де k_2 — зазор між верхньою площиною диска та зерном.

У найпоширенішому випадку, без урахування положення насінини в комірках, слід виходити з об'ємів насінини

$$2V_{\text{н min}} > V > V_{\text{н max}}, \quad (2.39)$$

або з їхніх середніх розмірів

$$2\sqrt[3]{l_{\text{min}} b_{\text{min}} \delta_{\text{min}}} > \sqrt[3]{l_1 b_1 \delta_1} > \sqrt[3]{l_{\text{max}} b_{\text{max}} \delta_{\text{max}}},$$

де V_n — об'єм насінини; V , b_1 і δ_1 — відповідно об'єм, ширина і глибина комірки.

Другим чинником, який зумовлює западання насінин у комірки, є переміщення їх по поверхні висівного диска. Залежно від форми насіння можна прогнозувати або ковзання їх по робочій поверхні, або кочення-ковзання. Захоплюючи насіння, диск, що обертається, надає нижньому шару насіння швидкості, що відрізняється від своєї (але не перевищує її). Нижній шар насіння захоплює верхній і т.д. Унаслідок цього відбувається передача руху від висівного диска до маси насіння в апараті. Для вивчення западання насіння в комірки диска велике значення має його відносна v_n , а не абсолютна u_n швидкість, оскільки без відносного переміщення цей процес неможливий.

Розглянемо западання насінини еліпсоподібної форми в подовжену комірку. При поодинокому або невеликому шарі насіння в насінневій банці воно западає в той момент, коли центр ваги насінини лежить на краю комірки (рис. 2.2, а). Якщо висота шару насіння в банці значно більша, ніж у

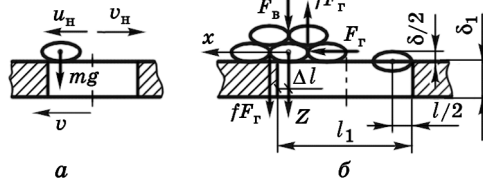


Рис. 2.2. Схема процесу западання еліпсоподібної насінини в комірку диска:

а — при поодинокому шарі; б — при багатшаровому розміщенні насіння в бункері

попередньому випадку, що характерно для дискових висівних апаратів, то на насінину крім сили ваги mg діють сили вертикального F_v і горизонтального F_r тиску, а також сила тертя fF_r (рис. 2.2, б). При такій дії сил момент западання насінини починається тільки після зміщення його центра ваги відносно краю комірки на певну відстань Δl . Для різних насінин це значення різне. Так, для насіння буряка $\Delta l = (0,35 \dots 0,45)l$. Коли центр ваги насінини буде нижче (або на рівні) від поверхні диска, вона западає в комірку.

Для западання насіння колова швидкість u центра комірок диска має бути тим меншою, чим більші розміри насіння l і δ , коротша довжина комірок l_1 і менша абсолютна швидкість насіння u_n . За швидкості посівних агрегатів понад 9 км/год швидкість центрів комірок для насіння буряка становить 0,43 м/с.

Відбиття насіння. Відбивачі відокремлюють насіння в комірках від іншої маси. Найпоширенішими є відбивачі двох типів: важільні (в кукурудзяних і бавовняних сівалках) і роликіві (в бурякових сівалках).

При ковзанні по диску і заповненим коміркам похила кромка зуба важільного відбивача має переміщувати масу насіння відносно

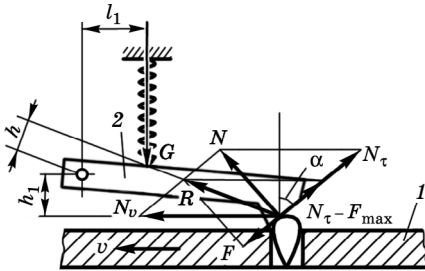


Рис. 2.3. Схема роботи важільного відбивача:

1 — висівний диск; 2 — важільний підпружинений відбивач

же, $\alpha < \varphi$. Насіння діє на похилу кромку зуба із силою нормального тиску N . Розкладемо її на дві складові: N_v — за напрямком руху диска 1 і N_τ — за напрямком кромки зуба відбивача 2.

Силі

$$N_\tau = N \operatorname{tg} \alpha \quad (2.40)$$

протидіє сила тертя

$$F_{\max} = N \operatorname{tg} \varphi. \quad (2.41)$$

Якщо $\alpha \leq \varphi$, то $N_\tau = F_{\max}$.

У цьому разі насінина буде зім'ята, оскільки момент сили G стискання пружини, що становить Gl_1 , і момент сили N_v , який дорівнює $N_v h_1$, напрямлені в один бік і притискують зуб відбивача до диска.

Якщо $\alpha > \varphi$, то сили $N_\tau - F_{\max}$ або N і F_{\max} утворюють результуючу R_1 , момент якої дорівнює Rh . Для того щоб насіння залишалося цілим, момент Rh має бути більшим від моменту Gl_1 . Отже, для нормальної роботи відбивача слід зберігати умови

$$\alpha > \varphi; \quad Rh > Gl. \quad (2.42)$$

Ураховуючи ці умови, вибирають місце розміщення осі відбивача, тиск пружини і кут кромки.

Виштовхування насіння. Насіння видаляється із комірок унаслідок вільного випадання і примусового виштовхування. На кукурудзяних і бавовникових сівалках точного висіву найпоширенішими є важільні, а на бурякових — пластинчасті клинові виштовхувачі.

Якщо насіння в комірках розміщене вільно, то воно починає випадати, коли центр маси O_1 (рис. 2.4, а) насінини збігається з кромкою B вікна дна насінневої коробки.

Виштовхування насінин важільним виштовхувачем із комірок починається тоді, коли

їх центри мас проходять над кромкою B викидного вікна (рис. 2.4, а) і закінчується, коли кромка зуба переходить передню вертикальну стінку C' комірки. Виштовхувач 2 установлюють таким чином, щоб його зуб починав спускатися під дією пружини в положенні b' , коли задня стінка комірки a' збігається із зрізом B викидного вікна дна 3 .

Профіль робочої грані $a_2 - a_2$ пластинчастого клинового виштовхувача (рис. 2.4, б) визначають із умови видалення насінини із комірки. Нехай грань нахилена до стінки під кутом α . При обертанні диска 1 на насінину з боку стінки комірки і виштовхувача діють сили нормального тиску N . Через наявність сил тертя ці сили відхилені від нормалі на кут тертя φ . Підсумувавши їх, видно, що результуюча R намагається видалити насінину із комірки. Тоді, враховуючи рівність коефіцієнтів тертя між насінною, з одного боку, і стінкою комірки і виштовхувачем, з другого, матимемо умову виштовхування зерна із комірки:

$$\alpha > 2\varphi. \quad (2.43)$$

Проте висівний диск постійно змінює нахил стінки комірки відносно грані виштовхувача. Для того щоб умова (2.43) дотримувалась, робоча грань непорушного клинового виштовхувача має бути виконана у вигляді логарифмічної кривої.

2.2.3. Основи теорії та розрахунку пневматичних висівних апаратів

Умова присмоктування і винесення однієї насінини. Присмоктування насінини 2 (рис. 2.5) до отвору висівного диска 1 відбувається безпосередньо біля всмоктувального поля, тому в міру віддалення насінини від отвору відразу падає швидкість повітряного потоку. Розглянемо умову захоплення і винесення однієї зернини всмоктувальним повітряним потоком із загальної маси насінин. На зернину діють такі сили: P — присмоктувальна сила повітряного

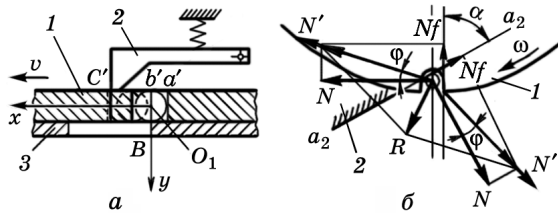


Рис. 2.4. Схема роботи виштовхувача:

a — важільного; b — пластинчастого клинового;
 1 — комірковий диск; 2 — виштовхувач; 3 —
 днище насінневого бункера

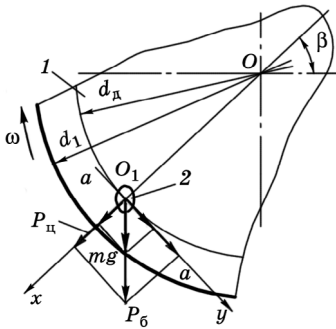


Рис. 2.5. Схема присмокування і винесення диском однієї насінини із маси насіння:

1 — диск; 2 — насінина

галльної маси зерен, надаючи результуючу сил, що напрямлена назустріч ω .

Вибираємо початок координат у точці O_1 — точці присмокування насінини до отвору диска d_d діаметром d_1 . Проведемо координатні осі, напрямивши вісь O_1y по $a - a$. Знайдемо результуючу діючих сил, спроектувавши їх на осі x та y :

$$\begin{aligned} P_x &= P_{\text{ц}} + mg \sin \beta + P_б \sin \beta \operatorname{tg} \varphi; \\ P_y &= mg \cos \beta + P_б \cos \beta \operatorname{tg} \varphi, \end{aligned} \quad (2.45)$$

де φ — кут внутрішнього тертя насіння.

Через мале значення протидіючих величин з першого рівняння виразу (2.45) вилучимо складову $P_б$, а також осьову силу P_0 , що сприяє утриманню зернини в отворі. Тоді з певним наближенням знайдемо результуючу сил:

$$R = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = \sqrt{P_{\text{ц}}^2 + 2P_{\text{ц}}mf \sin \beta + m^2g^2 \sin^2 \beta + m^2g^2 \cos^2 \beta + 2P_бmg \cos^2 \beta \operatorname{tg} \varphi + P_б^2 \cos^2 \beta \operatorname{tg}^2 \varphi}.$$

Після спрощення отримаємо

$$R = \sqrt{P_{\text{ц}}^2 + m^2g^2 + 2P_{\text{ц}}mg \sin \beta + P_б \cos^2 \beta \operatorname{tg} \varphi (2mg + P_б \operatorname{tg} \varphi)}. \quad (2.46)$$

Умову присмокування і винесення зернини із загальної маси насіння запишемо у загальному вигляді

$$P \operatorname{tg} \varphi \geq R, \quad (2.47)$$

поток; P_0 — осьовий тиск у масі зерен, що залежить переважно від висоти стовпа насінин у забірній камері й подавальної дії еластичної ворущилки; mg — сила ваги зернини; $P_{\text{ц}}$ — інерційна відцентрова сила; $P_б$ — сила бокового тиску насіння.

Насінина утримується в отворі за рахунок сили тертя, що утворюється від дії сил присмокувального і осьового тиску:

$$F = (P + P_0) \operatorname{tg} \varphi_1, \quad (2.44)$$

де φ_1 — кут тертя зернин по диску.

Решта діючих сил перешкоджає винесенню поодиноких зернин із загальної маси зерен, надаючи результуючу сил, що напрямлена назустріч ω .

Вибираємо початок координат у точці O_1 — точці присмокування насінини до отвору диска d_d діаметром d_1 . Проведемо координатні осі, напрямивши вісь O_1y по $a - a$. Знайдемо результуючу діючих сил, спроектувавши їх на осі x та y :

$$\begin{aligned} P_x &= P_{\text{ц}} + mg \sin \beta + P_б \sin \beta \operatorname{tg} \varphi; \\ P_y &= mg \cos \beta + P_б \cos \beta \operatorname{tg} \varphi, \end{aligned} \quad (2.45)$$

де φ — кут внутрішнього тертя насіння.

Через мале значення протидіючих величин з першого рівняння виразу (2.45) вилучимо складову $P_б$, а також осьову силу P_0 , що сприяє утриманню зернини в отворі. Тоді з певним наближенням знайдемо результуючу сил:

$$R = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = \sqrt{P_{\text{ц}}^2 + 2P_{\text{ц}}mf \sin \beta + m^2g^2 \sin^2 \beta + m^2g^2 \cos^2 \beta + 2P_бmg \cos^2 \beta \operatorname{tg} \varphi + P_б^2 \cos^2 \beta \operatorname{tg}^2 \varphi}.$$

Після спрощення отримаємо

$$R = \sqrt{P_{\text{ц}}^2 + m^2g^2 + 2P_{\text{ц}}mg \sin \beta + P_б \cos^2 \beta \operatorname{tg} \varphi (2mg + P_б \operatorname{tg} \varphi)}. \quad (2.46)$$

Умову присмокування і винесення зернини із загальної маси насіння запишемо у загальному вигляді

$$P \operatorname{tg} \varphi \geq R, \quad (2.47)$$

а числове значення сили присмокування

$$P \geq \sqrt{P_{\text{ц}}^2 + m^2 g^2 + 2P_{\text{ц}} m g \sin \beta + P_6 \cos^2 \beta \operatorname{tg} \varphi (2mg + P_6 \operatorname{tg} \varphi / \operatorname{tg} \varphi_1)}. \quad (2.48)$$

При $\beta = 0$ вираз (2.48) набере вигляду

$$P \geq \frac{\sqrt{P_{\text{ц}}^2 + m^2 g^2 + P_6 \operatorname{tg} \varphi (2mg + P_6 \operatorname{tg} \varphi)}}{\operatorname{tg} \varphi_1}. \quad (2.49)$$

У висівних апаратах сучасних пневматичних сівалок максимальний тиск насіння P_6 утворюється при найбільшій величині стовпа насіння над присмокувальним зерном, що відповідає куту $\beta = 45^\circ$. Аналіз результатів досліджень пневматичних висівних апаратів засвідчує, що рівень насіння впливає на захоплення і винесення насіння загальної маси.

Режим роботи і конструктивні елементи пневматичного апарата. Силу вакууму можна виразити також через площу вакуумного отвору S і розрідження ΔP :

$$P = k \Delta P S, \quad (2.50)$$

де k — коефіцієнт пропорційності, що враховує сумарну дію різних чинників і визначається експериментально.

За даними Л.С. Зеніна, цей коефіцієнт для насіння пукрового буряку становить 0,35...1,15; для бавовнику — 0,35...1,35.

Керуючись даними досліджень (наприклад, А.А. Будагова), площу отвору S визначають за виразом діаметра

$$d = (0,6 \dots 0,7) b_c, \quad (2.51)$$

де d — діаметр вакуумного отвору; b_c — середня ширина насіння.

Між режимами роботи пневматичного апарата і всією сівалкою, а також конструктивними параметрами апарата існує певний зв'язок. Так, секундна подача насіння Q'_c висівним диском становить

$$Q'_c = \frac{u}{d + \Delta l}, \quad (2.52)$$

де u — колова швидкість диска по центру отворів; Δl — відстань між отворами.

Проте $d + \Delta l = l_{\text{к}}$ — це крок отворів на диску. Для нормального процесу присмокування і винесення насіння потрібно, щоб

$$l_{\text{к}} \geq 2l_{\text{max}}, \quad (2.53)$$

де l_{max} — максимальний розмір насіння.

Секундну подачу насіння Q'_c можна також визначити через швидкість сівалки v_m і крок пунктиру l_H (відстань між зернинами або гніздами зернин у рядку) за формулою

$$Q'_c = \frac{v_m}{l_H}. \quad (2.54)$$

Крок пунктиру l_H можна розрахувати за формулою (2.54):

$$l_H = \frac{10^4 Z_H}{Q_c b}.$$

Порівнявши рівняння (2.52) і (2.54), дістанемо

$$u = \frac{v_m(d + \Delta l)}{l_H}. \quad (2.55)$$

Оскільки $u = \frac{\pi d_d n}{60}$, то за допомогою рівняння (2.55) знайдемо діаметр висівного диска по центрах отворів:

$$d_d = \frac{60v_m(d + \Delta l)}{\pi n l_H}. \quad (2.56)$$

Повний діаметр диска

$$d_1 = d_d + (3...4)l_{\max}. \quad (2.57)$$

Кількість отворів Z_d на висівному диску

$$Z_d = \frac{\pi d_d}{d + \Delta l}. \quad (2.58)$$

Загальні витрати повітря Q вентилятором визначають за формулою

$$Q = k_{\Pi} v_{\Pi, \Pi} S Z_B Z, \quad (2.59)$$

де $k_{\Pi} = 0,55...0,72$ — коефіцієнт присмоктування (є відношенням швидкості повітря в отворі із зерниною до швидкості без зернини); $v_{\Pi, \Pi}$ — швидкість повітряного потоку в отворі диска; Z_B — кількість комірок диска, що знаходяться одночасно у вакуумній коморі; Z — кількість апаратів.

Швидкість повітряного потоку $v_{\Pi, \Pi}$ в отворі (без зерна) при відомому розрідженні ΔP у повітряній системі сівалки становить

$$v_{п.п} = \alpha \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}}, \quad (2.60)$$

де α — аеродинамічний коефіцієнт опору отвору, який дорівнює 0,70...0,72 для отворів діаметром 0,8...3,0 мм; ρ — щільність повітря.

На практиці розрідження ΔP підбирають таким чином, щоб сила присмоктування була в десятки разів більшою від сили ваги насіння. Для насіння цукрового буряку відношення P/mg становить 125, для кукурудзи — 32,2.

2.2.4. Основи теорії сошників

Робочий процес сошника складається з трьох фаз: утворення борозенки, розміщення в ній насіння, часткове або повне загортання насіння в ґрунт.

Утворення борозенки. Форма і розміри борозенки, яку утворює сошник, залежать переважно від кута α входження сошника у ґрунт і від параметрів клина, утвореного наральником анкерного та кілеподібного сошників і взаємним розміщенням дисків у дводисковому сошнику.

Сили, що діють на сошник із гострим і тупим кутами входження у ґрунт, проаналізовано на рис. 2.6.

У першому випадку часточка ґрунту m може рухатися вгору по

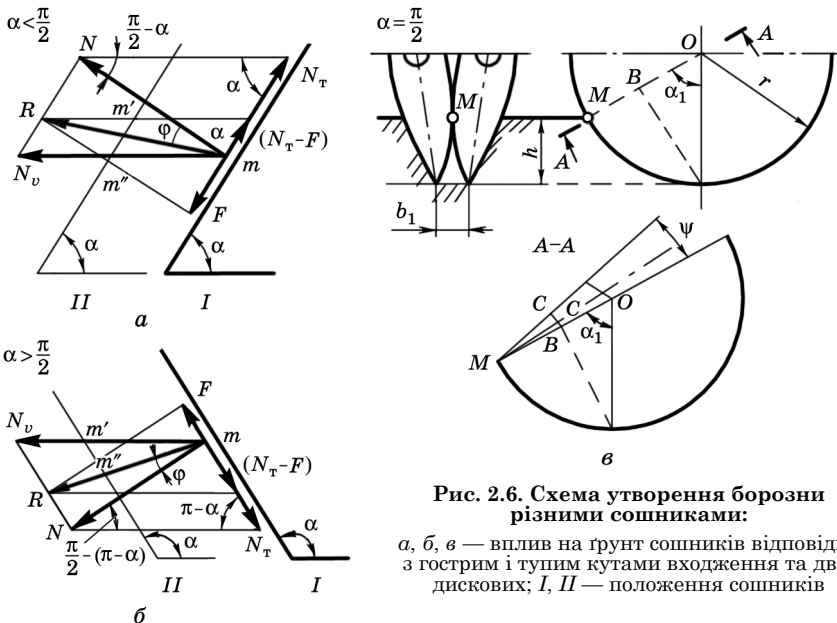


Рис. 2.6. Схема утворення борозни різними сошниками:

$a, б, в$ — вплив на ґрунт сошників відповідно з гострим і тупим кутами входження та дводискових; I, II — положення сошників

сошнику, якщо

$$N_r \geq F,$$

або

$$N \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) \geq N \operatorname{tg} \varphi.$$

Звідси

$$\frac{\pi}{2} - \alpha \geq \varphi, \text{ або } \alpha \leq \frac{\pi}{2} - \varphi, \quad (2.61)$$

де φ — кут тертя.

За такого кута підйому сошника часточки ґрунту прямують угору вздовж його лобової грані, поверхня ґрунту розпушується, а сошник заглиблюється в ґрунт, утворюючи нерівний хвильовий мікро-рельєф. Це явище небажане, тому реальний кут входження сошника в ґрунт має бути більшим, ніж розрахований.

У другому випадку часточка ґрунту рухатиметься вниз по сошнику тоді, коли

$$N \operatorname{tg} \left[\frac{\pi}{2} - (\pi - \alpha) \right] \geq N \operatorname{tg} \varphi,$$

або

$$N \operatorname{tg} \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) \geq N \operatorname{tg} \varphi.$$

Звідси

$$\alpha - \frac{\pi}{2} \geq \varphi, \text{ або } \alpha \geq \varphi + \frac{\pi}{2}. \quad (2.62)$$

Проаналізувавши рівняння (2.62), дійдемо висновку, що часточки ґрунту вдавлюватимуться сошником, при цьому сошник намагатиметься вийти з ґрунту, що також небажано.

Отже, значення кута входження сошника в ґрунт має бути в межах

$$\frac{\pi}{2} + \varphi \geq \alpha \geq \frac{\pi}{2} - \varphi. \quad (2.63)$$

Якщо вважати, що коефіцієнт тертя чорнозему по металу дорівнює 0,6, то межі зміни кута α становитимуть: $121^\circ \geq \alpha \geq 59^\circ$. Цей розрахунок вказує на доцільність застосування сошників, у яких

$\alpha = \frac{\pi}{2}$, тобто прямий кут входження у ґрунт.

Площини дисків дискових сошників виконують роль щоки, а зі-

мкнена передня частина дисків замінює наральник. Тому на розміри і форму борозенки впливають не тільки кут між дисками, а й висота розміщення точки зіткнення кромок дисків.

Нехай точка M зіткнення дисків лежить на висоті, що визначається кутом α_1 нахилу радіуса $OM = r$ (рис. 2.6, в) до вертикалі. Позначимо кут розходження дисків сошника через ψ . Умовно розрізавши диски по їх горизонтальному радіусу, розвернемо половину дисків на кут $\frac{\pi}{2}$, сумістивши їх з горизонтальною площиною. Тоді відстань BC буде шириною b_1 борозенки, що створюється сошником. Із трикутника BMC отримаємо

$$BC = MB \sin \frac{\psi}{2}.$$

Проте $MB = MO - BO = MO - OM \cos \alpha_1 = r(1 - \cos \alpha_1)$, тому

$$b_1 = 2r(1 - \cos \alpha_1) \sin \frac{\psi}{2}. \quad (2.64)$$

Якщо точка M зіткнення піднята занадто високо ($\alpha \geq \pi/4$), то кожний із дисків працює окремо, утворюючи самостійну борозенку, що за правилами агротехніки небажано при звичайному посіві, й використовується в дводисковому сошнику для вузькорядних посівів.

Із виразу (2.64) можна визначити кут розходження дисків ψ . Оскільки висота h точки зіткнення дисків над площиною опори становитиме $h = r(1 - \cos \alpha_1)$, то

$$\sin \frac{\psi}{2} = \frac{b_1}{2h}. \quad (2.65)$$

Розміщення насіння в борозенці залежить не тільки від глибини ходу сошника, а й від характеру зсіпання ґрунту, який утворюється під сошником при його нерозвинених щоках.

Найкращі показники поздовжньої рівномірності висіву і найменшу ширину рядка висіяного насіння отримують, застосовуючи кілеподібні сошники з тупим кутом входження в ґрунт, гірші — анкерні сошники з гострим кутом входження в ґрунт, які дуже розкидають насіння в різні боки, а найгірші — дискові.

Щоб поліпшити рівномірність розподілу насіння по глибині, в сошниках використовують відбивальну пластину, що спрямовує насіння до носка наральника, куди не досягає основа конуса зсіпання ґрунту і де дно борозенки майже рівне.

За швидкості посіву понад 9 км/год істотно погіршується рівно-

мірність загортання насіння у ґрунт по глибині.

Загортання насіння в ґрунт. За агротехнічними вимогами насіння потрібно вкласти на ущільнене дно ґрунту, в якому відновлено капілярні проходи, що поставляють вологу до насіння. Дно борозенки ущільнюють тільки сошники ковзання, що спираються на трикутник, а не на одну точку носка наральника.

Після проходження сошника насіння загортається частково або повністю внаслідок обсипання ґрунту зі стінок борозенки, розміщеної під кутом природного укосу. При цьому потрібно, щоб спочатку обсипався більш вологий ґрунт із нижніх прошарків, а потім — з верхніх.

Розміщення сошників. Істотним тут є те, що під час руху сошника в розпушеному ґрунті утворюється передсошниковий пагорб, що розвивається на певну відстань уперед і в боки (рис. 2.7). Частина ґрунту, на яку діє сошник, характеризується по поверхні деяким контуром, розміри якого в поздовжньому і поперечних напрямках зумовлені конструкцією сошника і станом ґрунту.

Ширина b_x передсошникових пагорбів визначає найменшу відстань b між сошниками в одному ряду за умови

$$b > b_x. \quad (2.66)$$

У протилежному випадку при поступовому зближенні сошників у ряду до $b = b_x$ передсошникові пагорби зливаються і утворюється

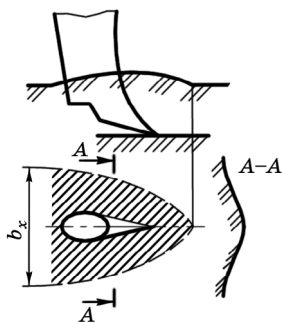


Рис. 2.7. Схема розміщення сошників

суцільний вал. Тоді сошники починають гребти ґрунт, унаслідок чого нормальний процес утворення борозенки порушується.

За дослідними даними для кілеподібних сошників $b > 15$ см, анкерних — 20 см, дводискових — 25 см. Щоб отримати подібну ширину міжрядь сошники розставляють на сівалках, як правило, в два ряди.

У поздовжньому напрямку для дискових сошників рядкових сівалок відстань між сошниками беруть 22 см, для дискових сошників вузькорядних сівалок — 47, для кілеподібних сошників сівалок під час висіву льону — 25 см.

Однак при цьому повністю не ліквідується вплив сошників заднього ряду на глибину загортання насіння сошниками переднього ряду.

2.3. Типи робочих органів машин для садіння

Дозування насінневого матеріалу в картоплесаджалках здійснюють за допомогою ложково-дискових і елеваторних садильних апаратів.

Для садіння розсади застосовують садильні апарати з обертальним і поступовим рухом розсадотримачів у зоні садіння. До перших належать дискові, променеві й паралелограмні апарати, до других — ланцюгові (ланцюгово-конвеєрні).

2.3.1. Основи теорії картоплесадильних машин

Робочий процес картоплесадильної машини можна поділити на такі основні етапи: створення рівномірного потоку бульб і подавання їх до сошника, відкривання сошником борозенки, укладання на її дно бульб і загортання їх ґрунтом. Вихідними даними для технологічного розрахунку робочого процесу картоплесаджалки, як і для сівалок точного висіву, є загальна кількість бульб Q_c , шт./га, і їх схема розміщення — крок садіння l_c , м, та ширина міжрядь b , м.

Якщо відомі частота обертання ВВП трактора n_T , хв^{-1} , передаточне число i від ВВП до вала дискового апарата і кількість ложечок Z_L , то можна визначити швидкість руху садильного агрегату v_M :

$$v_M = \frac{600n_T i Z_L}{Q_c b}. \quad (2.67)$$

Згідно з (2.29) і (2.67) крок садіння l_c визначають за формулою

$$l_c = \frac{50v_M}{3n_T i Z_L}. \quad (2.68)$$

Проте максимальна швидкість садильного агрегату пов'язана з частотою винесення бульб вичерпувальним апаратом. Досвід показує, що при частоті винесення $Q'_{c \max}$ більше ніж сім бульб за 1 с миттєво збільшуються пропуски. За цим параметром підраховують максимально допустиму швидкість $v_{M \max}$ агрегату, км/год:

$$v_{M \max} = \frac{Q'_{c \max} l_c}{Z_c}, \quad (2.69)$$

де Z_c — кількість бульб у гнізді.

Якщо відома середня маса однієї бульби m_{cp} , г, то, користуючись формулою (2.67), можна підрахувати витрати посадкового матеріалу Q , кг/га:

$$Q = \frac{0,6n_{\tau}iZ_{\text{л}}m_{\text{ср}}}{bv_{\text{м}}}. \quad (2.70)$$

Розрахунок картоплесадильних апаратів. Робочий процес садильних апаратів ложково-дискового типу передбачає три послідовні фази, що проходять за один оберт диска: захоплення бульби в період проходження ложечки шару бульб у живильному ковші; фіксація бульби в ложечці затискачем і перенесення її до приймальної горловини сошника; звільнення бульби затискачем і вільне її падіння в сошник і далі в борозенку.

Захоплення бульби ложечкою залежить від розміру і вирівняності бульб, частоти обертання диска, зазорів між боковиною живильного ковша і ложечкою та між зовнішньою кромкою ложечки і дном живильного ковша, товщини шару бульб у живильному ковші.

Бульби надійно захоплюються (1...3 % пропусків), якщо їх маса становить 40...100 г. Дрібніші бульби захоплюються краще, ніж більші. Проте якщо маса бульб менша ніж 40 г, ложечка може захопити дві бульби. Крім того, виникає небезпека защемлення бульби, якого можна уникнути за умови

$$\alpha \geq 2\varphi,$$

де α — кут між стінкою і дотичною до ложечки в точці її контакту з бульбою; φ — кут тертя.

Оскільки $\varphi = 30...35^\circ$, то $\alpha \geq 60...70^\circ$.

За відомої швидкості агрегату $v_{\text{м}}$, м/с, заданого кроку садіння $l_{\text{с}}$, м, і заданої кількості $Z_{\text{с}}$ бульб у гнізді, а також за умови, що всі ложечки $Z_{\text{л}}$ заповнюються бульбами, частоту обертання садильного диска n , хв^{-1} , визначають із залежностей (2.56) і (2.58):

$$n = \frac{60v_{\text{м}}Z_{\text{с}}}{l_{\text{с}}Z_{\text{л}}}. \quad (2.71)$$

Формула (2.71) показує, що при збільшенні швидкості руху агрегату, частота обертання диска зростає. Це призводить до зниження захоплювальної здатності ложечок 1 (рис. 2.8) і випадання із них

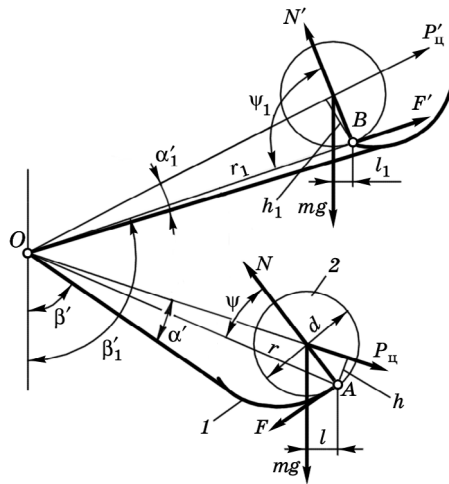


Рис. 2.8. Схема для визначення умови випадання бульби із ложечки:
1 — ложечка; 2 — бульба

бульб 2 під дією відцентрової сили відносно зовнішнього краю ложечок (точка А). Без урахування впливу боковини живильного ковша на бульбу, що розміщена в ложечці, діють такі сили: сила ваги mg , відцентрова сила $P_{ц}$, нормальна N і дотична F реакції ложечки. Бульба не випадає із ложечки за умови

$$mgl = P_{ц}h. \quad (2.72)$$

Якщо врахувати, що

$$l = 0,5d \sin(\beta' - \psi); h = r \sin \alpha'; P_{ц} = m\omega^2 r,$$

де d — діаметр умовно круглої бульби; r — відстань від осі обертання до краю А ложечки; m — маса бульби; ω — кутова швидкість диска, то умова невинищення бульб із ложечки матиме вигляд

$$\sin(\beta' - \psi) \geq \frac{2\omega^2 r^2 \sin \alpha'}{gd}. \quad (2.73)$$

Аналіз рівняння (2.73) показує, що за малих значень кута повороту диска β' бульба намагатиметься випасти із ложечки, проте їй перешкоджатиме розміщений над нею шар картоплі. Якщо ложечка вийде із шару, а кут β' буде менший, ніж того потребує вираз (2.73), то бульба випадає.

На роботу садильного апарату істотно впливає також зазор між боковиною живильного ковша і ложечкою. Тому цей зазор конструюють, регулюючи залежно від маси бульб (при масі бульб 30...100 г зазори становитимуть відповідно від 2 до 16 мм).

Фіксація бульб у ложечці відбувається в момент її виходу із шару картоплі. При цьому відвідний важіль затискача сходить з прямої планки, а його палець під дією пружини притискує бульбу до ложечки. Несвоєчасна фіксація бульби призводить до її винищення також через край ложечки, але вже в другому місці (точка В). Бульба зберігає зрівноважене положення за умови $mgl_1 = P_{ц}h_1$. Підставивши значення складових у цю нерівність і спростивши її, дістанемо

$$\sin(\beta'_1 - \psi_1) \leq \frac{2\omega^2 r_1^2 \sin \alpha'_1}{gd}. \quad (2.74)$$

Із рівняння (2.74) можна встановити момент затискання бульби в ложечці для наступного перенесення її до горловини сошника. За узагальненими даними, кут $\beta'_1 = 90...115^\circ$.

Звільнення бульби затискачем. Рівномірність розподілу картоплі в рядку значною мірою залежить від ритмічності звільнення

бульб при підході ложечок до горловини сошника. Якщо розміри бульб були однаковими, то проміжки часу t між послідовними випаданнями бульб із ложечок також були б однаковими і дорівнювали

$$t = 2\pi / Z_{\text{л}}\omega, \quad (2.75)$$

де $Z_{\text{л}}$ — кількість ложечок на диску; ω — кутова швидкість диска.

Розміри бульб змінюються в широких межах навіть при відсортованому матеріалі. Тому інтервали часу t' відрізняться від розрахункових t на певне значення Δt , зумовлене різним значенням розмірів бульб:

$$t' = t \pm \Delta t = 2\pi / (Z_{\text{л}}\omega) \pm \Delta t. \quad (2.76)$$

Для визначення значень Δt під час роботи вичерпувального апарата розглянемо роботу затискача. Палець 4 (рис. 2.9, а) звільняє бульбу 5 при набіганні відвідного важеля 2 стрижня затискача на напрямну планку 3. При цьому початок випадання відстає від моменту набігання важеля на планку, оскільки звільнення бульби пов'язано з відходом пальця на певний кут $\Delta\beta$. Залежно від форми ложечки, параметрів затискувального пристрою, розмірів і форми бульб кут $\Delta\beta$ змінюється в межах $2...6^\circ$. Якщо в ложечці знаходиться дрібна бульба, то важіль набігає на планку раніше (положення I), ніж при великій (положення III). Бульби середнього розміру випадають за певного положення ложечки А (рис. 2.9, б), дрібні — за положення В, а великі — за положення С. Отже, якщо момент випадання середніх бульб відповідає повороту диска на кут φ_2 , то дріб-

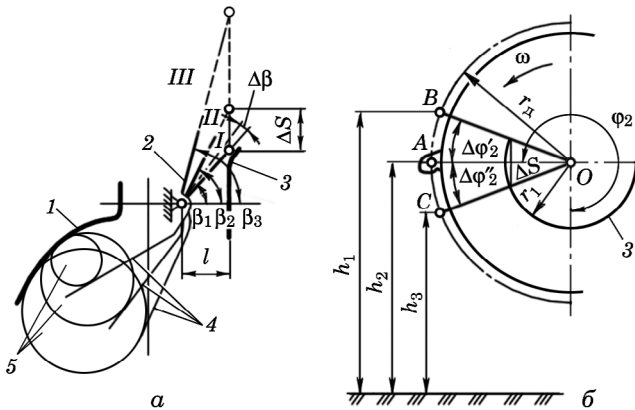


Рис. 2.9. Схема для визначення моменту звільнення бульби затискачем:

- а — дія затискувального пристрою; б — положення ложечки; 1 — ложечка;
- 2 — відвідний важіль; 3 — напрямна планка; 4 — притисний палець;
- 5 — бульба (дрібна, середня, велика)

них — на кут $\omega_2 - \Delta\varphi'_2$, а великих — на кут $\varphi_2 - \Delta\varphi''_2$. Проте

$$\Delta\varphi'_2 \cong \Delta S / r_1,$$

де ΔS — дуга напрямної планки, що відповідає куту $\Delta\varphi'_2$; r_1 — радіус напрямної планки.

Замінивши дугу хордою, дістанемо

$$\Delta S = l(\operatorname{tg} \beta_2 - \operatorname{tg} \beta_1).$$

Тоді

$$\Delta\varphi'_2 = l(\operatorname{tg} \beta_2 - \operatorname{tg} \beta_1) / r_1; \quad \Delta\varphi''_2 = l(\operatorname{tg} \beta_3 - \operatorname{tg} \beta_2) / r_1, \quad (2.77)$$

де l — відстань між площиною планки і віссю обертання затискача.

Таким чином, різні за розмірами бульби падатимуть з різної висоти. Згідно із співвідношеннями, визначеними з рис. 2.9, б, отримаємо

$$h_1 = h_2 + r_d \sin \Delta\varphi'_2; \quad h_3 = h_2 + r_d \sin \Delta\varphi''_2, \quad (2.78)$$

де r_d — радіус диска по центрах ложечок.

Тоді в загальному вигляді

$$\Delta t = \Delta\varphi_2 / \omega, \quad (2.79)$$

де $\Delta\varphi_2$ — центральний кут повороту садильного диска, що відповідає прискоренню чи запізненню моменту випадання дрібних чи великих бульб порівняно із середніми.

Рівняння (2.76) матиме закінчений вигляд

$$t' = \frac{2\pi}{Z_d \omega} \pm \frac{\Delta\varphi_2}{\omega} = \frac{2\pi \pm \Delta\varphi_2}{Z_d \omega}. \quad (2.80)$$

Оскільки бульби неоднакових розмірів випадають через різні проміжки часу, вони нерівномірно (до 10...15 %) розподіляються вздовж рядка. Тому перед падінням бульби сортують на три фракції: 30...50 г, 50...80 і 80...100 г.

2.3.2. Основи теорії машин для садіння розсади

Робочий цикл апаратів для садіння розсади складається з трьох безперервних фаз: вкладання розсади в розсадотримач, переміщення розсади до борозенки, висадка її в ґрунт.

Вкладання розсади в захоплювач (розсадотримач) виконують вручну. Тому швидкість руху тримача розсади визначається середнім числом закладок.

За експериментальними даними, оператор може зробити в середньому 35 – 40 закладок ($Q'_{c \max}$) за 1 хв.

Середній період закладки t_3 , с,

$$t_3 = \frac{1}{Q'_c \max} = \frac{l_c}{v_M}, \quad (2.81)$$

де $l_c = 0,15 \dots 0,70$ — відстань між рослинами в рядку за агротехнічними вимогами, м; v_M — швидкість руху садильного агрегату, м/с.

З іншого боку, цей самий період закладки визначають за формулою

$$t_3 = \frac{2\pi r}{u Z_{\text{тр}}}, \quad (2.82)$$

де r та u — відповідно радіус і колова швидкість обертання центрів розсадотримачів; $Z_{\text{тр}}$ — кількість тримачів.

Прирівнявши праві частини виразів (2.81) і (2.82) і виразивши відношення u/v_M через λ — кінематичний показник роботи садильного апарата, отримаємо рівняння, що поєднує конструктивні параметри розсадосадильного апарата з його кінематичним режимом:

$$\lambda = \frac{2\pi r}{Z_{\text{тр}} l_c}. \quad (2.83)$$

Переміщення розсади до борозенки. Кожна точка розсади виконує складний рух: відносний з кутовою швидкістю ω і переносний разом з машиною зі швидкістю v_M . Позначимо вихідне положення тримача розсади таким, щоб його вісь була на рівні горизонтального діаметра диска. Взявши за початок координат центр диска O (рис. 2.10, а) і напрямивши вісь x у бік руху машини, а вісь y по вертикалі вниз, розглянемо рух i -ї точки розсади. Рівняння траєкторії абсолютного руху будь-якої точки рослини в горизонтальному і вертикальному напрямках матимуть такий вигляд:

$$x_i = v_M t + r_i \cos \omega t; \quad y_i = r_i \sin \omega t. \quad (2.84)$$

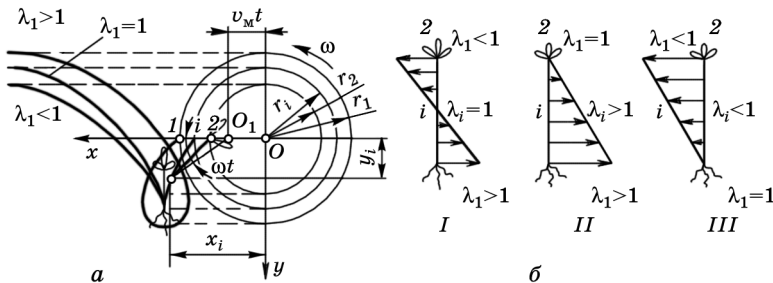


Рис. 2.10. Схема для визначення кінематичного режиму роботи розсадосадильного апарата:

а — кінематика розсади в процесі її висадки; б — епюри розподілу швидкості різних точок розсади; I, II, III — різні режими висадки розсади; 1 — корінь розсади; 2 — верхини розсади

Ці рівняння визначають траєкторію руху i -ї точки розсади, що є циклоїдою. Здиференціювавши їх за часом, отримуємо проекції абсолютних швидкостей точок розсади:

$$v_x = \frac{dx}{dt} = v_m - \omega r_i \sin \omega t; \quad v_y = \frac{dy}{dt} = \omega r_i \cos \omega t. \quad (2.85)$$

Висадка розсади в ґрунт здійснюватиметься в крайньому нижньому положенні розсади, якщо вона перебуватиме у вертикальному положенні, опустившись корінцями в борозенку, тобто $\omega t = \frac{\pi}{2}$. У цей момент рівняння абсолютної швидкості i -ї точки

$$v_a = v_x = v_m - \omega r_i; \quad v_y = 0. \quad (2.86)$$

Якщо для i -ї точки взяти $\lambda_1 = 1$, що означає $v_m = \omega r$, то її траєкторія руху буде звичайною циклоїдою (за нульового значення абсолютної швидкості v_a). Тоді для точки 1 (рис. 2.10, б) матимемо такі умови: $\lambda_1 > 1$ ($\omega r_1 > v_m$), траєкторія руху — подовжена циклоїда, $v_a = v_{x1} < 0$. Для точки 2 відповідно $\lambda_2 < 1$ ($\omega r_2 < v_m$), траєкторія руху — укорочена циклоїда

$$v_{a2} = v_{x2} > 0.$$

Отже, в апараті дискового типу в момент посадки нульову швидкість матиме лише одна точка розсади, швидкості інших точок відрізняться від нуля. При цьому можуть бути різні варіанти кінематичних режимів роботи апарата (*I*, *II*, *III*). Проте теоретична швидкість корінця розсади в момент посадки має дорівнювати нулю (*III*).

Однак через ковзання коліс, що приводять у рух садильні апарати, здійснити цю умову практично неможливо. Крім того, в момент висадки за рахунок переміщення ґрунту прикочувальними котками розсада трохи нахилиється вперед. Тому для надання стеблинам розсади вертикального положення для корінців слід взяти $\lambda_i > 1$ (*I*, *II*).

Загортання розсади в ґрунт. Прикочувальні котки мають забезпечувати щільне затиснення кореня висаджуваної рослини в ґрунті. Інтенсивність ущільнення визначають за формулою

$$K = \frac{G}{b_0 \sqrt{d_0}},$$

де K — ступінь колієутворення; G — навантаження на колесо; b_0 — ширина обода; d_0 — діаметр колеса.

Для садильних машин $K = 2 \dots 3$.

Розділ 3

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ДОБРИВ

3.1. Способи внесення добрив, види добрив та їхні технологічні властивості

Залежно від строків внесення добрив розрізняють основне (допосівне) внесення, внесення добрив під час посіву (припосівне) і після посіву (підживлення).

За характером розподілу добрив по поверхні поля розрізняють такі способи внесення добрив: розкидний (суцільний), рядковий і гніздовий (внутрішньогрунтовий).

Розкидний спосіб застосовують при припосівному внесенні та підживленні.

Рядковий спосіб використовують при припосівному внесенні та підживленні. У першому випадку добрива вносять одночасно з насінням, загортаючи їх на 2...5 см нижче від рівня насіння та зміщуючи на 2...3 см убік від рядка насіння. У другому випадку добрива вносять одночасно з культивацією, дотримуючись захисних зон.

Гніздовий спосіб застосовують для внесення добрив під час посіву і посадки польових культур гніздовим чи квадратно-гніздовим способом, а також при посадці багаторічних плодових і ягідних культур та винограду.

Добрива, які використовують у сільськогосподарському виробництві, за хімічним складом поділяють на мінеральні та органічні, за фізичними властивостями — на тверді та рідкі. Застосовують також суміші мінеральних та органічних добрив — орґано-мінеральні компости.

Мінеральні добрива (азоті, фосфорні, калійні) — це продукт промислового виробництва, їх виробляють на хімічних заводах.

За призначенням мінеральні добрива поділяють на добрива прямої дії (для розвитку рослин) і другорядної (для поліпшення фізико-хімічних властивостей ґрунту).

Мінеральні добрива прямої дії поділяють на прості (містять один поживний елемент) і змішані (орґанічна суміш двох чи трьох простих видів добрив). Мінеральні добрива (туки) промисловість випускає, як правило, у вигляді гранул або порошкоподібні.

Мінеральні добрива другорядної дії (вапно, гіпс) належать до місцевих добрив і застосовуються для нейтралізації кислої реакції зволжених ґрунтів (вапнування) або лужної реакції солонців (гіпсування).

Технологічними властивостями твердих мінеральних добрив є щільність, розмір гранул, сипкість, розсіюваність, в'язкість, злежуваність і гігроскопічність.

Щільність мінеральних добрив змінюється від 0,8 до 1,7 т/м³. Проте основні види добрив мають вузький діапазон зміни щільності — 0,9...1,2 т/м³.

Розміри гранул становлять від 1 до 4 мм, зі збільшенням розмірів гранул більше ніж на 4 мм твердість гранул зменшується, що призводить до їх руйнування і погіршення висіву.

Сипкість добрив характеризується їх здатністю проходити крізь отвори. Вона виражається кількістю туків, що висипаються через одиницю площі випускного отвору за одиницю часу. Певною мірою сипкість можна характеризувати кутом природного відкосу. Порошкоподібні добрива вільно просипаються крізь отвори при куту природного відкосу до 35°, а гранулоподібні — до 40°.

Розсіюваність добрив — це їх здатність проходити через висівні апарати з вузькими вихідними щілинами. Вона оцінюється за десятибальною шкалою.

Злежуваність добрив полягає у їх здатності створювати тверді глиби під час зберігання.

Гігроскопічність — це можливість всмоктувати вологу з повітря. Вона оцінюється за дванадцятибальною системою. Чим вищий бал, тим вища гігроскопічність. При підвищенні вологості повітря значно погіршуються основні технологічні властивості добрив, зокрема сипкість, розсіюваність, злежуваність, унаслідок чого погіршується їх механізоване внесення.

Органічні добрива є продуктом місцевого виробництва (заготівля здійснюється в господарствах). Ці добрива не тільки збагачують ґрунт поживними речовинами, а й поліпшують його фізико-механічні властивості. До органічних добрив належать гній, торф, сечовина, торфогнойові компости, фекалії, відходи рослинного та тваринного походження, а також бактеріальні добрива і сидерати (зелені добрива).

Основне органічне добриво — гній. Він є сумішшю твердих і рідких екскрементів тварин з підстилковим матеріалом (солома, торф). У ґрунт вносять, як правило, напівперепрілий гній.

Торф поділяють на верховий (ступінь розкладу 20...40 %) і низинний (ступінь розкладу до 60 %). Слаборозкладений верховий торф вважають кращим підстилковим матеріалом. Низинний торф можна використовувати як добриво.

Основними технологічними властивостями органічних добрив є щільність, липкість і коефіцієнт тертя.

Щільність органічних добрив змінюється в широких межах залежно від вологості й ступеня розкладу. Наприклад, щільність свіжого гною становить 0,3...0,6 т/м³, напівперепрілого — 0,6...0,7, перепрілого — 0,7...0,8 і перегною — 0,8 т/м³.

Липкість добрив залежить від їх щільності, вологості та наявності гумусових часточок. Зі збільшенням щільності і вмісту гумусових часточок липкість гною збільшується. Найбільша липкість виявляється при вологості 80...84 %.

Коефіцієнт тертя гною при збільшенні солоmistості збільшується, а при підвищенні вологості й питомого тиску знижується. Середнє значення коефіцієнта тертя гною по металевих поверхнях становить 0,85...1,0. Кут природного відкосу гною зменшується у міру збільшення ступеня його розкладу, змінюючись від 50 до 38°.

Рідкі добрива поділяють на мінеральні та органічні. Рідкі мінеральні добрива є розчинами і суспензіями, що містять елементи живлення (N; P; R). Рідкі добрива, до складу яких входить кілька поживних елементів, називають комплексними.

До рідких органічних добрив належать рідкий гній і гнойова сеча вологістю 92...97 %, що накопичується на фермах великої рогатої худоби та свиней.

3.2. Типи робочих органів машин для внесення мінеральних добрив

Залежно від способу внесення розрізняють машини для суцільного поверхневого розсіювання та для внутрішньогрунтового внесення, а залежно від строків внесення — машини для допосівного (основного), припосівного і післяпосівного внесення (підживлення).

Для основного внесення добрив промисловість випускає машини типу МВУ, які розсіюють добрива по поверхні поля суцільним екраном. Після цієї операції добрива загортаються ґрунтообробними знаряддями. Для припосівного (припосадкового) внесення використовують комбіновані машини-сівалки і саджалки, які вносять добрива в ґрунт одночасно з сівбою чи посадкою. Підживлення виконують культиваторами-рослинопідживлювачами під час обробітку ґрунту в міжряддях, а також спеціальними підживлювачами.

Робочий процес машин передбачає дозування добрив за допомогою висівних апаратів-дозаторів і розподіл їх — розсіювання по полю або заортання в ґрунт заортальними пристроями. Для внесення твердих мінеральних добрив найпоширенішими є котушково-штифтові, дискові й конвеєрні апарати (рис. 3.1).

3.2.1. Основи теорії дискових дозувальних апаратів

Дискові дозувальні апарати широко застосовують при внесенні гранульованих і порошкоподібних добрив на сівалках і садильних машинах з міжряддям 45 см і більше, а також на культиваторах-рослинопідживлювачах (рис. 3.1, б, в).

Диск 7 (рис. 3.1, б) і розворушувач 10, які розміщені у висівній банці, приводяться в рух від ходових коліс. Диск 7 і розворушувач 10 транспортують нижній шар добрив до нерухомих напрямних скребків. Переміщуючись уздовж скребків від центра до периферії диска, шар добрив транспортується до висівних вікон і потрапляє у приймальну горловину 12. Зворушувач 10 пружинними пальцями зчищає скребки і козирки від налиплих добрив. У міру зменшення кількості добрив скребок — показник рівня 9 — опускається і зміщує добрива від центра банки до периферії, що забезпечує рівномірну подачу. Дозу висіву добрив регулюють зміною величини входження скребків-напря-

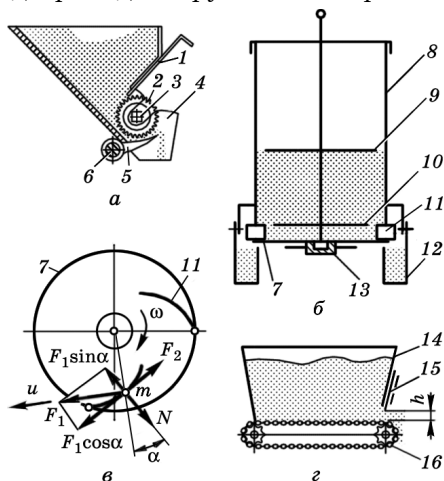


Рис. 3.1. Схеми механічних туковисівних апаратів:

a — котушко-штифтового; *б, в* — дискового; *г* — конвеєрного; 1, 15 — регулювальні заслінки; 2 — котушка; 3, 6 — вали приводу і механізму вивантажування; 4 — корпус; 5 — нижня регулювальна пластина; 7 — диск; 8 — тукова балка; 9 — показник рівня туків; 10 — розворушувач; 11 — напрямний скребок; 12 — приймальна горловина; 13 — механізм приводу; 14 — бункер; 16 — конвеєр

млячів у банку і зміною частоти обертання диска. Робочий процес дозувальних апаратів передбачає дві фази: транспортування прошарку добрив до скребка-напрямяча і їхній рух уздовж цих скребків до висівних вікон.

Шар добрив підводиться до скребків-напрямячів завдяки силі тертя, достатній для того, щоб передати гранулам обертальний рух разом з диском. Самовільний рух добрив у радіальному напрямку не допускається, таким чином дотримується умова

$$m\omega^2 r < fmg, \quad (3.1)$$

де m — маса гранули; ω — кутова швидкість диска; r — відстань гранули від осі обертання; f — коефіцієнт тертя; g — прискорення вільного падіння.

Як показують розрахунки, відцентрове прискорення $\omega^2 r$ становить $0,01 \dots 0,04 \text{ м/с}^2$, що в кілька разів менше, ніж fg .

Добрива скидаються внаслідок їх руху вздовж нерухомих скребків-напрямячів (пасивних скидачів). Кожен апарат призначений для висіву добрив у два рядки, тому над кожним диском установлено по два скидачі. Основні вимоги до їхньої роботи такі: добрива не повинні накопичуватись і ущільнюватись; лівий і правий скребки-напрямячі мають скидати однакову кількість добрив. Туки не накопичуватимуться перед пасивним скидачем, якщо вони безперервним потоком переміщуються вздовж нього до вихідного отвору.

Нехай гранула масою m розміщується на поверхні диска, що обертається (рис. 3.1, в). Сила тертя F_1 , що надає рухе цій гранулі, становить $mg \operatorname{tg} \varphi$. Напрямок сили F_1 збігається з напрямком швидкості u , що перпендикулярний до радіуса, проведеного в точку m із центра O обертання диска. Розглянемо силу F_1 у момент зіткнення часточки m із скидачем: по нормалі і по дотичній до поверхні скидача в точці контакту з нею часточки m .

Складова $F_1 \sin \alpha$ сприяє нормальній реакції N , що діє на часточку добрив з боку скидача, складова $F_1 \cos \alpha$ створює ковзання часточки m по поверхні скидача, якому протидіє сила тертя часточки по скидачу:

$$F_2 = N \operatorname{tg} \varphi = F_1 \sin \alpha \operatorname{tg} \varphi. \quad (3.2)$$

Часточка добрив m рухається вздовж скидача до випускної щілини за умови

$$F_1 \cos \alpha \geq F_2 \sin \alpha \operatorname{tg} \varphi, \quad (3.3)$$

або

$$\operatorname{ctg} \alpha \geq \operatorname{tg} \varphi. \quad (3.4)$$

Оскільки

$$\operatorname{ctg} \alpha \geq \operatorname{tg}(90^\circ - \alpha), \quad (3.5)$$

то умову ковзання вздовж скидача можна записати у вигляді

$$90^\circ - \alpha \geq \varphi, \text{ або } \alpha \leq 90^\circ - \varphi. \quad (3.6)$$

Щоб поверхня скидача задовольняла вимогу (3.6), кут α у міру віддалення від центра обертання має залишатися постійним або зменшуватися. Це можливо при криволінійному шкребку, виконаному, наприклад, у вигляді логарифмічної спіралі ($\alpha = \operatorname{const}$).

3.2.2. Основи теорії відцентрових розсіювальних дисків

Для розсіювання мінеральних добрив по поверхні ґрунту використовують машини з одним чи двома розсіювальними дисками. На верхній поверхні кожного змонтовано по чотири плоскі лопатки, що розміщені радіально або з відхиленням від радіального напрямку на кут $\pm(10\dots 15^\circ)$. Робочий процес такого апарата складається з двох фаз: відносного переміщення гранул по диску і вільного польоту під дією наданої їм кінетичної енергії й діючого прискорення вільного падіння.

Перша фаза починається з моменту падіння гранули на диск і охоплює два періоди: рух гранули по диску до зіткнення з лопаткою і переміщення гранули добрив по поверхні лопатки. Рух добрив до зіткнення з лопаткою відбувається за умови

$$m\omega^2 r > fmg, \text{ або } \omega > \sqrt{\frac{fg}{r}}. \quad (3.7)$$

Оскільки

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.8)$$

то для додержання цієї умови частота обертання диска

$$n > \frac{30\omega}{\pi} = 30\sqrt{\frac{fg}{\pi^2 r}}, \quad (3.9)$$

де f — коефіцієнт тертя часточки добрив по диску; r — відстань від місця подачі часточки добрив до центра обертання диска, м.

Часточка добрив під час падіння на диск рухається по траєкторії, що нагадує логарифмічну спіраль. Після зіткнення часточки з лопаткою починається другий період руху часточки по диску — вздовж лопатки. Завдяки лопаткам змінюється напрямок руху гранул добрив, збільшується їх швидкість і дальність польоту.

При переміщенні часточки вздовж лопатки на гранулу масою m (рис. 3.2, а) діють:

- відцентрова сила інерції

$$F_{\text{вц}} = m\omega^2 r_i; \quad (3.10)$$

- коріолісова сила

$$F_{\text{к}} = 2m\omega \dot{r}_i; \quad (3.11)$$

- сила тертя гранул по диску

$$F_1 = fmg; \quad (3.12)$$

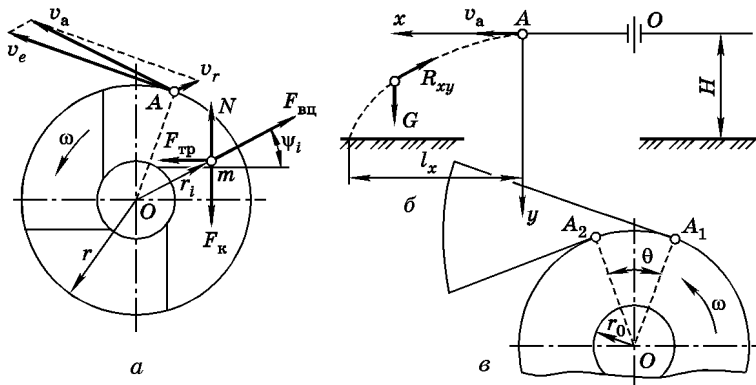


Рис. 3.2. Схема для розрахунку процесу розсіювання мінеральних добрив дисковим апаратом:

a — сили, що діють на гранулу добрив; *б* — до визначення дальності польоту часточки добрив; *в* — зони розсіювання добрив

- сила тертя гранул по лопаті

$$F_2 = f(2m\omega\dot{r}_i - m\omega^2 r_i \sin \psi),$$

де ω — кутова швидкість диска; r_i — відстань між гранулами та віссю обертання диска; $\dot{r}_i = v_r$ — відносна швидкість ковзання гранули вздовж поверхні лопатки; f — коефіцієнт тертя гранули добрив по поверхні диска та лопатки; ψ — кут відхилення лопатки від радіуса диска.

Кут $\psi \neq \text{const}$, якщо лопатка прямолінійна; $\psi = \text{const}$, якщо лопатка змонтована по логарифмічній кривій з полюсом, що збігається з віссю O обертання диска.

Прискорення Кориоліса $2\omega\dot{r}_i$ перпендикулярне до v_r і має напрямок у бік ω , а кориолісова сила $F_K = 2m\omega\dot{r}_i$ має зворотний напрямок.

Ковзання гранули вздовж лопатки відбувається за умови

$$\omega r_i \cos \psi_i > fg + f(2\omega\dot{r}_i - \omega^2 r_i \sin \psi_i). \quad (3.13)$$

Із формули (3.13) можна визначити $\dot{r}_i = v_r$ у той момент, коли гранула злітає з диска $r_i = r$. Абсолютну швидкість у момент зльоту гранули добрив з лопатки визначають за формулою

$$v_a = \sqrt{(v_e \pm v_r \sin \psi_K)^2 + (v_r \cos \psi_K)^2}, \quad (3.14)$$

де ψ_K — кінцеве значення кута між лопаткою і радіусом диска.

Згідно з рис. 3.2, a у формулі (3.14) перед $v_r \sin \psi_K$ знак «плюс» ставиться тоді, коли лопатки змонтовані на диску «кутом» уперед по ходу обертання розсіювального диска, а знак «мінус», якщо лопатки змонтовані «кутом» назад.

При радіальному розміщенні лопатей $\psi_K = 0$.

Тоді

$$v_a = \sqrt{v_e^2 + v_r^2}.$$

Проте v_r значно менша від v_e , тому вплив v_r на v_a відносно невеликий і при практичних розрахунках ним можна знехтувати, прийнявши $v_a \approx v_r$.

Д р у г а ф а з а передбачає рух гранули, що злетіла з диска зі швидкістю $v_a \approx v_e$, яка має напрямок по горизонталі. При цьому (рис. 3.2, б) на частину добрив діятимуть:

- сила ваги

$$G = mg;$$

- сила опору повітря

$$R_x = mk_{\Pi}v^2,$$

де k_{Π} — коефіцієнт парусності.

За малих значень k_{Π} (гранули, кристали тощо) опір повітря можна не враховувати. Для розрахунку дальності польоту часточок добрив використовують рівняння

$$\begin{aligned} x &= v_a t_{\Pi}; \\ y &= \frac{gt_{\Pi}^2}{2}. \end{aligned} \tag{3.15}$$

Розв'язавши друге рівняння відносно часу t_{Π} польоту гранули, отримаємо

$$t_{\Pi} = \sqrt{\frac{2y}{g}}.$$

Підставивши значення t_{Π} у перше рівняння виразу (3.15), дістанемо рівняння траєкторії гранули (див. рис. 3.2, б):

$$x = v_a \sqrt{\frac{2y}{g}} \approx \omega r \sqrt{\frac{2y}{g}}. \tag{3.16}$$

Визначимо дальність польоту часточки добрив для розсіювального пристрою, підставивши в залежність (3.16) значення $y = H$, тоді

$$x = l_x = \omega r \sqrt{\frac{2H}{g}}, \quad (3.17)$$

де H — висота розміщення розсіювального диска над поверхнею ґрунту.

Для збільшення дальності польоту часточок добрив у деяких конструкціях застосовують конічні диски з кутом конусності $3...5^\circ$.

Ураховуючи, що гранули надходять на диск потоком певної ширини, відстань r_0 (рис. 3.2, в) для різних гранул буде різною. Через різні значення r_i гранули злітають із диска по дузі A_1A_2 (рис. 3.2, в), а їхній розподіл по поверхні поля фіксується пучком траєкторій. Центральний кут, що відповідає цій дузі, становить $\theta = 60...150^\circ$.

Для дводискового апарата ширину розсіювання визначають за формулою

$$B_p \approx 2\omega r \sqrt{\frac{2H}{g}} + A, \quad (3.18)$$

де $A \approx (2,4...2,6)r$ — відстань між центрами розсіювальних дисків.

Для регулювання рівномірності розподілу добрив по ширині захвату машини змінюють місце подачі гранул добрив на розсіювальний диск. У разі подачі часточок добрив якомога ближче до осі обертання розсіювального диска (зменшення r_0 , рис. 3.2, в) збільшується кількість висіяних добрив по периферії ширини захвату машини. Якщо добрива подаються далі від осі обертання розсіювального диска (збільшення r_0), то збільшується кількість висіяних добрив у середній частині смуги розсіву добрив. При збільшенні частоти обертання розсіювальних дисків добрива рівномірніше розподіляються по поверхні поля, а при збільшенні діаметра дисків рівномірність погіршується. Нахил лопаток до радіуса диска в бік обертання на $10...12^\circ$ сприяє рівномірнішому розподілу добрив по поверхні поля.

Рівномірність розподілу добрив оцінюють як по ходу руху машини, так і в поперечному напрямку. Оскільки часточки добрив злітають тільки з кінців лопаток, то добрива розсіюються струменями і розподіляються по поверхні поля концентрованими дугами, що свідчить про пульсивність характеру подачі добрив.

Однодисковий відцентровий апарат нерівномірно розподіляє добрива в поздовжньому напрямку. Рівномірність розподілу добрив у поперечному напрямку значно нижча, ніж у поздовжньому. Завдя-

ки перекриванню зон розсіювання добрив дводисковий апарат рівномірніше розподіляє їх по ширині захвату машини.

3.2.3. Вибір та обґрунтування гідравлічних і пневмогідравлічних пристроїв для внесення рідких мінеральних добрив

У машинах для внесення рідких мінеральних добрив транспортувальною силою є сила ваги добрив або тиск, що створюється компресором чи гідронасосом. При гравітаційній системі подачі добрив (рис. 3.3, *a*) інтенсивність (швидкість) витікання добрив через дозувальний жиклер 5 визначається напором H , пропорційним різниці між рівнем вільної поверхні рідких добрив у цистерні 1 і рівнем вихідного отвору жиклера 5:

$$u = \mu\sqrt{2gH}; \quad u = \mu\sqrt{\frac{2gP}{\gamma}}, \quad (3.19)$$

де $\mu = 0,4 \dots 0,7$ — коефіцієнт, що враховує розподіл швидкості витікання рідини крізь отвір; H — напір, м; P — тиск на рівні вихідного отвору, Па; γ — питома маса рідини, Н/м³.

Основний технологічний параметр транспортувального пристрою — секундна подача q , м³/с (кг/с), яка залежить від площі S вихідного отвору дозатора і швидкості u рідких добрив на виході

$$q = uS = \mu S\sqrt{2gH}; \quad q = \mu\rho S\sqrt{2gH}. \quad (3.20)$$

Задана система має істотний недолік — нерівномірність подачі протягом одного циклу в процесі спорожнення цистерни.

Згідно з виразом (3.20) q пропорційна \sqrt{H} , а оскільки H протягом циклу зменшується в 3–4 рази,

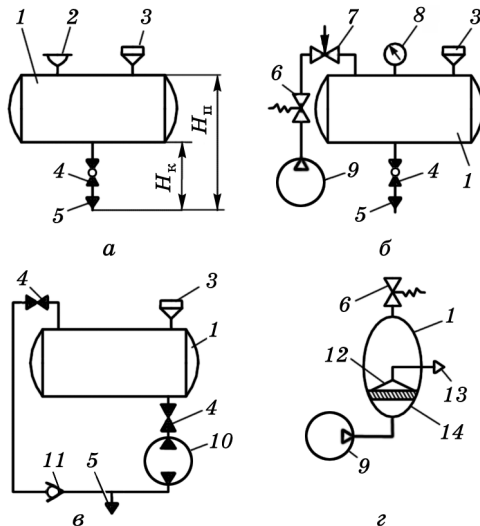


Рис. 3.3. Принципова схема машин для внесення добрив:

a, б, в — рідких; *г* — пилоподібних; 1 — цистерна; 2 — сапун; 3 — заливна горловина; 4, 6, 11 — відповідно запірний, редукційний і перепускний клапани; 5 — жиклер; 7 — заслінка; 8 — манометр; 9 — компресор; 10 — насос; 12 — транспортувальний трубопровід; 13 — розпилувальний пристрій; 14 — аероднище

то відповідно значення u , а разом з ним і q зменшуються вдвічі, що призводить до відповідної нерівномірності внесення добрив по ходу руху агрегату. Незважаючи на цей недолік, наведену схему завдяки своїй простоті застосовують у пристроях для внесення аміачної води на плугах, культиваторах та інших ґрунтообробних машинах.

Схема подачі рідких добрив за допомогою напору, що створюється компресором (рис. 3.3, б), істотно знижує зазначений недолік. Надлишковий тиск $P_{\text{н}}$, який створює компресор, значно перевищує тиск стовпа рідких добрив, що розміщується над вихідним отвором. Отже, загальний напір

$$P_{\text{заг}} = \frac{P}{\gamma} + H. \quad (3.21)$$

Для визначення швидкості струменя у різних перерізах трубопроводу застосовують рівняння нерозривності струменя:

$$u_1 S_1 = u_2 S_2 = u_i S_i = u_{\text{вих}} S_{\text{вих}} = \text{const}. \quad (3.22)$$

Із рівняння (3.22) можна зробити висновок, що досить знати u у будь-якому перерізі потоку, наприклад на виході, щоб визначити швидкість протікання в іншому з відомою площею S . Для визначення місцевих втрат $h_{\text{вт}}$ вводять значення u у різних перерізах, виражені через $u_{\text{вих}}$. Завдяки редуційному клапану 6 тиск $P_{\text{н}} = \text{const}$, а оскільки

$$\frac{P_{\text{н}}}{\gamma} \ll H, \quad (3.23)$$

то загальний напір $H_{\text{заг}}$ у процесі спорожнення місткості змінюється значно менше, ніж при гравітаційній подачі. Зазвичай різниця між початковими і кінцевими значеннями $H_{\text{п}}$ і $H_{\text{к}}$ не перевищує 25 %. Для визначення швидкості $u_{\text{вих}}$ виходу рідких добрив використовують рівняння Бернуллі, яке для цього випадку має вигляд

$$H_{\text{заг}} = \frac{u_{\text{вих}}^2}{2g} + \sum h_{\text{вт}}, \quad (3.24)$$

де $\sum h_{\text{вт}}$ — сумарні втрати напору в місцевих опорах (у колінах, звуженнях, вентилях тощо).

У загальному випадку

$$h_{\text{вт}} = \xi \left[\frac{u^2}{2g} \right], \quad (3.25)$$

де ξ — коефіцієнт втрат; u — швидкість рідини в перерізі трубопроводу.

Наведену вище систему подачі добрив використовують у машинах для внесення рідких органічних добрив типу РЖТ.

У пневморозкидачі (рис. 3.3, з) пилоподібні добрива, завантажені в герметизовану місткість, насичуються повітрям, що надходить від компресора через аероднище (пилоподібні часточки добрив не мають змоги випадати на поверхню ґрунту). Аерований пилоподібний матеріал під дією надлишкового тиску в цистерні надходить до транспортувального трубопроводу і через розпилювально-розсіювальний пристрій розподіляється по поверхні ґрунту.

Дальність польоту часточок добрив, робоча ширина захвату та продуктивність машини залежать від швидкості $u_{\text{вих}}$ руху матеріалу на виході із розпилювача, яку визначають за спрощеним виразом

$$u_{\text{вих}} \approx \sqrt{\frac{B_p g}{\sin 2\alpha_0}}, \quad (3.26)$$

де α_0 — початковий кут нахилу струменя пилоподібних добрив до горизонту, град, при

$$\alpha_0 = 15 \dots 20^\circ, \quad B_p = 15 \dots 20 \text{ м}. \quad (3.27)$$

У цей час секундна подача пневмотранспортувальних пилоподібних добрив становить

$$q = \rho S_{\text{вих}} u_{\text{вих}}, \quad (3.28)$$

де ρ — щільність аерованого матеріалу.

Рівномірність розподілу пилоподібних добрив по ходу руху машини забезпечується тоді, коли потрібна розрахункова швидкість суміші на виході із розсіювального пристрою є сталою — $u_{\text{вих}} = \text{const}$.

Для забезпечення цієї умови в цистерні підтримується надлишковий тиск, який можна визначити з рівняння Бернуллі:

$$P_{\text{над}} = \frac{\gamma u_{\text{вих}}^2}{2g} + \sum \Delta P, \quad (3.29)$$

де $\sum \Delta P$ — сума втрат тиску в місцевих опорах.

У загальному випадку втрати тиску в місцевому опорі становить

$$\Delta P_i = \xi_i \gamma \left[\frac{u_i^2}{2g} \right]. \quad (3.30)$$

Із рівняння суцільного потоку

$$u_i S_i = u_{\text{вих}} S_{\text{вих}}$$

можна встановити, що

$$u_i = \frac{u_{\text{вих}} S_{\text{вих}}}{S_i}. \quad (3.31)$$

Підставивши вираз (3.31) у формулу (3.30), отримаємо формулу для визначення втрат тиску в будь-якому місцевому опорі залежно від швидкості потоку на виході:

$$\Delta P_i = \xi_i \left(\frac{S_{\text{вих}}}{S_i} \right)^2 \left[\frac{\gamma v_i^2}{2g} \right]. \quad (3.32)$$

Підставивши вираз (3.32) у формулу (3.29), дістанемо рівняння Бернуллі в більш розгорнутому вигляді:

$$P_{\text{над}} = \frac{\gamma u_{\text{вих}}^2}{2g} \left[1 + \sum \xi_i \left(\frac{S_{\text{вих}}}{S_i} \right)^2 \right]. \quad (3.33)$$

Секундну подачу повітря на пневмотранспортування добрив можна визначити за формулою

$$q_{\text{п}} = V_{\text{пит}} q, \quad (3.34)$$

де $V_{\text{пит}}$ — питомі витрати повітря (витрати на переміщення 1 кг матеріалу); q — секундна подача добрив.

Подача добрив розпилювальним пристроєм залежить від робочої ширини захвату машини і швидкості її руху по полю, а також від заданої норми внесення на одиницю площі

$$q = B_p v_m Q_{\text{зад}}, \quad (3.35)$$

де B_p — робоча ширина захвату; v_m — швидкість машини; $Q_{\text{зад}}$ — задана норма внесення.

Як правило, робоча ширина захвату машини стала, швидкість руху машини можна змінювати, але незначно. Норма внесення визначається агровимогами і залежно від умов може змінюватися в широких межах, наприклад від 100 до 10 000 кг/га.

Подачу пилоподібних добрив крізь дозувальний вихідний отвір визначають за виразом

$$q = \mu S_p \sqrt{\frac{2gP}{\gamma}}. \quad (3.36)$$

Відповідність дози внесення добрив заданій нормі їх розподілу на одиницю площі досягають за умови

$$\mu S \rho \sqrt{\frac{2gP}{\gamma}} = B_p v_m Q_{\text{зад}}. \quad (3.37)$$

Для виконання цієї умови потрібно, щоб подача добрив насосом перевищувала максимальні витрати, зумовлені величинами B_p , v_m і $Q_{\text{зад}}$. Отже,

$$q_H > q_{\text{max}}.$$

Відповідність дози внесення добрив заданій нормі досягають відкриванням перепускового клапана.

Потужність, яка потрібна для приведення насоса в дію,

$$N_H = \frac{Pq_H}{\eta}, \quad (3.38)$$

де P — тиск, що створюється насосом; q_H — подача насоса; $\eta = 0,6 \dots 0,8$ — ККД насоса.

3.3. Типи робочих органів машин для внесення органічних добрив

Машини для внесення твердих органічних добрив поділяють на кузовні розкидачі та розкидачі із куп. Найпоширенішими є кузовні розкидачі, які складаються з двох основних робочих органів: ланцюгово-планчатого конвеєра-дозатора та двох шнеково-лопаткових барабанів.

3.3.1. Вибір і обґрунтування параметрів конвесрного дозувального апарата

Секундна подача добрив ланцюгово-планчатим конвеєром залежить від його швидкості, конструктивної ширини, товщини шару добрив (висоти кузова) та щільності добрив (рис. 3.4):

$$q = \rho u_k B_k H, \quad (3.39)$$

де q — секундна подача добрив; ρ — щільність добрив; u_k — швидкість конвеєра; B_k — конструктивна ширина конвеєра; H — висота шару добрив у кузові.

З іншого боку, при заданих значеннях дози внесення, швидкості руху машини і ширини захвату секундна подача добрив

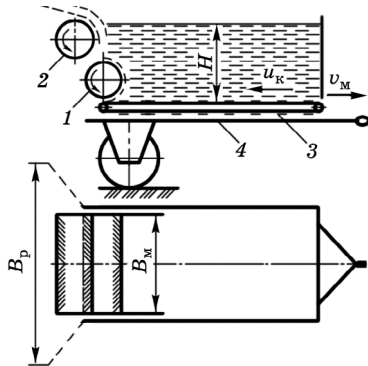


Рис. 3.4. Схема робочого процесу гноєрозкидача:

1, 2 — нижній і верхній барабани;
3 — конвеєр; 4 — кузов

$$q_3 = QB_p v_M, \quad (3.40)$$

де Q — доза внесення добрив; B_p — робоча ширина захвату машини; v_M — швидкість руху машини.

Оскільки значення конструктивної ширини конвеєра B_K , товщини шару добрив H та робочої ширини захвату машини B_p сталі, то щоб установити розкидач на задану дозу внесення добрив Q за певного значення щільності добрив ρ , потрібно змінити швидкість конвеєра u_K або швидкість машини v_M . При технічному налагодженні

$$q = q_3, \quad (3.41)$$

тому прирівнявши праві частини формул (3.39) і (3.40) і розв'язавши вираз відносно швидкості конвеєра u_K , знайдемо

$$u_K = \frac{QB_p v_M}{q B_K H}. \quad (3.42)$$

Із виразу (3.42) видно, що при зміні значення щільності добрив ρ налагодження машини має бути змінене варіацією швидкості конвеєра u_K .

3.3.2. Вибір і обґрунтування параметрів розкидального апарату органічних добрив

Для розкидання органічних добрив використовують роторні пристрої з горизонтальною віссю обертання. Робочий процес таких пристроїв складається з двох фаз: відносного переміщення часточок добрив по лопаті ротора (барабана, бітера) і вільного польоту часточки добрив під дією отриманої нею кінетичної енергії та сили ваги.

Перша фаза починається з моменту виходу лопаті із маси добрив при повертанні її на кут γ_0 (рис. 3.5) і характеризується рухом часточок у вертикальній площині вздовж лопаті. При цьому на частину добрив масою m діють такі сили:

- сила ваги

$$G = mg; \quad (3.43)$$

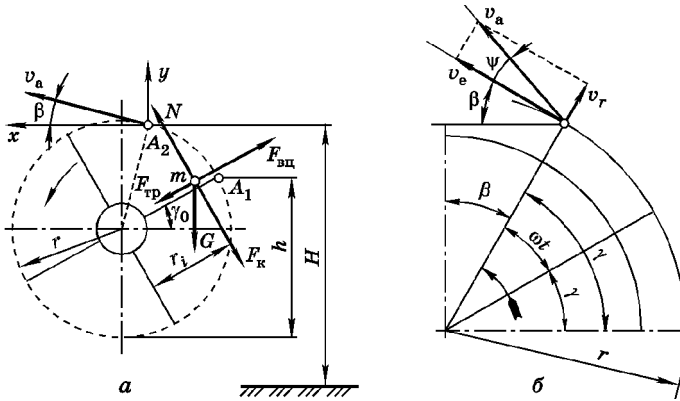


Рис. 3.5. Схема для розрахунку процесу розкидання органічних добрив роторним апаратом з горизонтальною віссю обертання:

a — діючі сили; *б* — схеми руху

- відцентрована сила інерції

$$F_{\text{вц}} = m\omega^2 r; \quad (3.44)$$

- коріолісова сила

$$F_{\text{к}} = 2m\omega\dot{r}_i; \quad (3.45)$$

- сила тертя часточки добрив по лопаті

$$F_{\text{тр}} = f(mg \cos \omega t + 2m\omega\dot{r}_i). \quad (3.46)$$

Умова руху часточки добрив по лопаті в першому квадранті
 (при $\gamma \leq \frac{\pi}{2}$)

$$m\omega^2 \dot{r}_i - mg \sin \gamma \geq F_{\text{тр}} = f(mg \cos \omega t + 2m\omega v_r). \quad (3.47)$$

Із рівняння (3.47) можна визначити відносну швидкість часточки вздовж лопаті:

$$v_r = \dot{r}_i$$

та її кінцеве значення при $r_i = r$.

Дальність розкидання добрив залежить від абсолютної швидкості часточок цих добрив у момент сходження з лопаті. Абсолютна швидкість v_a складається з геометричної суми переносної (коло-

(колової) v_e і відносної v_r швидкостей — уздовж лопаті

$$\begin{aligned} v_e &= \omega r; \\ v_a &= \omega r + v_r. \end{aligned} \tag{3.48}$$

У сучасних машинах для внесення органічних добрив $v_r \approx 4,0 \dots 4,2$ м/с; $v_e \approx 12,0 \dots 12,5$ м/с; $v_a = 12,8 \dots 13,2$ м/с. Кут $\psi \approx \arctg\left(\frac{v_r}{v_e}\right) \approx 16 \dots 19^\circ$.

Отже, відносна швидкість v_r значно менша, ніж колова v_e й істотно не впливає на швидкість v_a , тому для спрощення розрахунків можна вважати

$$v_a \approx v_e.$$

Для того щоб часточки органічних добрив летіли якомога далі, вони мають сходити з лопаті у першому квадраті (див. рис. 3.5) за умови

$$\gamma_0 + \omega t < 90^\circ, \tag{3.49}$$

що залежить від товщини шару добрив, тобто чим він більший, тим більший кут γ_0 , при якому добрива починають злітати з лопаті. У машинах для внесення органічних добрив $\gamma \approx 30^\circ$. Оскільки часточки добрив мають різне розміщення по довжині лопаті, вони сходять з неї в процесі повороту на кут

$$\theta = \omega t. \tag{3.50}$$

Цьому куту відповідає дуга A_1A_2 . У конструкціях машин $Q = 30 \dots 35^\circ$.

Д р у г а ф а з а е рухом тіла, кинутого зі швидкістю

$$v_a \approx v_e = \omega r, \tag{3.51}$$

під кутом β до горизонту

$$\beta = 90^\circ - \gamma_0 - \omega t. \tag{3.52}$$

Рівняння руху часточок добрив без урахування опору повітря в параметричній формі з початком координат у точці A_2 мають такий вигляд:

$$x = v_a t \cos \beta; \quad y = v_a t \sin \beta - \frac{gt^2}{2}. \tag{3.53}$$

Початок координат розміщений на висоті H над поверхню поля, тому в момент падіння часточки добрив на поверхню поля її координати

$$y = -H.$$

Унаслідок цього час польоту t_{Π} визначають із умови

$$-H = v_a t_{\Pi} \sin \beta - \frac{gt^2}{2}, \quad (3.54)$$

звідки

$$t_{\Pi} = \frac{v_a \sin \beta + \sqrt{v_a^2 \sin^2 \beta + 2gH}}{g}. \quad (3.55)$$

Оскільки час польоту часточки добрива не може бути від'ємним, то у виразі (3.55) прийнято лише перше значення кореня зі знаком «плюс». Підставивши значення часу польоту часточки добрив t_{Π} із виразу (3.55) у перше параметричне рівняння (3.53), визначають дальність польоту часточки добрив

$$x = \frac{v_a^2 \sin 2\beta}{2g} + \frac{v_a \cos \beta \sqrt{v_a^2 \sin^2 \beta + 2gH}}{g}. \quad (3.56)$$

Точніший результат отримаємо, якщо візьмемо

$$\bar{v}_a = \bar{v}_e + \bar{v}_r, \quad (3.57)$$

а кут нахилу вектора швидкості \bar{v}_a до горизонту в момент зльоту з лопаті становить $\beta + \psi$.

Оскільки в розкидному барабані з горизонтальною віссю обертання робочі поверхні лопатей чи пасів розміщуються під кутом α до осі обертання барабана (кута падіння гвинтової лінії), то виникає бокова складова швидкості (рис. 3.6):

$$v_{\zeta} = v_a \cos \alpha \sin \alpha.$$

Завдяки цьому ширина смуги розкидання добрив перевищує конструктивну ширину захвату машини ($B_p > B_k$). Щоб підвищити продуктивність машини, намагаються збіль-

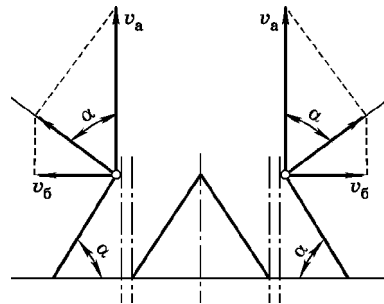


Рис. 3.6. Схема розміщення робочих елементів розкидних барабанів і складові початкові швидкості польоту часточок добрив

шити робочу ширину захвату машини B_p . Максимальне значення B_p відповідає $v_\sigma = \max$, чого досягають при $\alpha = 45^\circ$.

Ширина розкидання органічних добрив залежить від дальності польоту l часточок добрив

$$B_p = 2l + B_k, \quad (3.58)$$

де

$$l = v_\sigma t_{\text{п}}. \quad (3.59)$$

У машинах для внесення органічних добрив при $H = 1,6 \dots 0,7$ м — $t_{\text{п}} = 0,16 \dots 0,17$ с; $l = 1,6 \dots 0,7$ м; $B_p = 5,0 \dots 6,2$ м. Отже, B_p майже втричі більша, ніж B_k .

Гноерозкидачі працюють надійно (без забивання) за умови, що продуктивність розсіювального пристрою перевищує секундну продуктивність конвеєра ($q_p \geq q_k$):

$$z b h \pi d_\sigma n_\sigma \geq H B_k u_k, \quad (3.60)$$

де z — кількість розкидних лопатей; b — ширина смуги гною, яку захоплює лопать (при шнековій стрічці $z b \approx B_k$); h — висота захвату маси гною (висота лопаті, стрічки тощо); d_σ — діаметр барабана; n_σ — частота обертання барабана; H — товщина шару добрив у причепі; u_k — швидкість конвеєра.

Оскільки продуктивність розкидного пристрою залежить від частоти обертання барабана, то надійна робота барабана забезпечується за умови

$$n_\sigma \geq \frac{H B_k u_k}{z b h \pi d_\sigma}. \quad (3.61)$$

Розділ 4

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗАХИСТУ РОСЛИН

4.1. Основи теорії розпилення рідин і порошоків

Технологічний процес машин для хімічного захисту рослин складається з розпилення робочої рідини або порошку, доставки розпилених часточок до об'єкта обробки і осідання їх на оброблюваний об'єкт.

На ступінь розпилення робочої рідини обприскувачами і ефективність осідання крапель на оброблювані об'єкти впливають робочий тиск у системі, технологічні властивості пестициду, конструктивні особливості розпилювальних пристроїв і способів доставки краплинок (вільний або за допомогою турбулентних струменів) до об'єктів обробки.

Основні закономірності процесу при механічному розпиленні, утворенні електрично заряджених аерозолів, розпиленні порошоків, конденсаційному і термомеханічному способах утворення аерозолів ґрунтуються на законах гідро- і аеромеханіки та термодинаміки.

У теорії розпаду струменів ідеальної (нев'язкої) рідини, що має поверхневий натяг, основою є уявлення про розпад рідкого струменя внаслідок його нестійкості під дією малих випадкових збурень з певною довжиною хвилі. Ця теорія узгоджується з експериментальними даними, але придатна лише для ламінарних струменів, тобто для тонких струменів, які повільно рухаються.

Розвиток теорії поки що не привів до переконливого кількісного аналізу процесів розпилення рідини при неупорядкованому, турбулентному руху рідини та середовища і до створення прийнятних методів розрахунку розпилювачів. Тому, щоб задовольнити потребу практики, дослідники створювали емпіричні або напівемпіричні методи розрахунку щодо конкретних типів розпилювачів і певного діапазону зміни параметрів розпилювача, розпилюваної рідини і навколишнього середовища.

Згідно з домінуючими чинниками, в результаті яких відбувається розпилення, розрізняють механічне, електричне і газове розпилення. До механічних розпилювачів належать такі форсунки: струменеві (з циліндричним чи щілинним соплом, ударного типу, зі

струменями, що вдаряються); відцентрові; акустичні з підведенням енергії через рідину; обертові.

Газовими розпилювачами є повітроструменеві і акустичні з підведенням енергії через газ.

4.1.1. Механічне розпилення рідин

У машинах для хімічного захисту рослин найбільше застосовують відцентрові, струменеві зі щільним соплом, повітроструменеві, обертові й комбіновані (гідравлічно-повітроструменеві) розпилювачі.

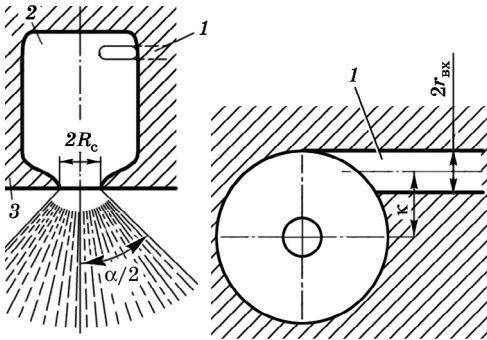


Рис. 4.1. Схема відцентрового розпилювача:

1 — тангенціальний входний канал; 2 — камера закручування; 3 — вихідне сопло

Теорію відцентрових розпилювачів для ідеальних рідин найповніше розробив Г.Н. Абрамович.

У результаті аналізу потоку рідини в розпилювачі (рис. 4.1) з використанням «принципу максимальної витрати» (згідно з яким у соплі відцентрового розпилювача утворюється повітряний вихор такого радіуса, за якого коефіцієнт витрати при такому напорі набуває максимального значення) отримано систему з трьох рівнянь. Ця система дає

змогу визначити коефіцієнт витрати відцентрового розпилювача μ , кут при вершині його факела α і коефіцієнт заповнення сопла φ . При цьому під *факелом розпиленої рідини* розуміють двофазний струмінь (рідина + газ), який утворюється внаслідок розпаду рідинної плівки струменя і взаємодії потоку краплин з навколишнім газовим середовищем.

Основні характеристики відцентрових розпилювачів визначають за такими залежностями:

$$\mu = \sqrt{\varphi^3 / (2 - \varphi)}; \quad (4.1)$$

$$\frac{(1 - \varphi)\sqrt{2}}{\varphi\sqrt{\varphi}} = A; \quad (4.2)$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2\mu A}{\sqrt{(1 + S)^2 - 4\mu^2 A^2}}, \quad (4.3)$$

де $A = LR_c / nr_{\text{вх}}^2$ — геометрична характеристика розпилювача; $S = r_m / R_c$ — безрозмірний радіус вихору на зрізі сопла; n — кількість вхідних каналів (тут $n = 1$); r_m — внутрішній радіус вихору.

Якщо перерізи вхідних каналів не круглі, то вираз для геометричної характеристики набирає вигляду

$$A = \frac{LR_c \sin \beta}{nf_{\text{вх}}}, \quad (4.4)$$

де $f_{\text{вх}}$ — площа поперечного перерізу вхідного каналу; β — кут між напрямком вхідного каналу і віссю сопла.

Витрату рідини (продуктивність відцентрового розпилювача) визначають за такою залежністю, л/хв:

$$q = \mu 0,06 f_c \sqrt{2gp}, \quad (4.5)$$

де μ — коефіцієнт витрати; f_c — площа перерізу вихідного сопла розпилювача, мм²; g — прискорення вільного падіння, м/с²; p — тиск рідини, м вод. ст.

Струменеві щільні розпилювачі (типу Teejet) широко використовують у сільськогосподарських обприскувачах. Розрахунок їхніх основних параметрів ґрунтується на експериментальних дослідженнях, що розкривають механізм розпилювання — утворення нестійкої плоскої плівки, яка розпадається на краплини різних розмірів.

Пневматичні (повітроструменеві, газові) розпилювачі (рис. 4.2) використовують на вентиляторних обприскувачах. Повітря нагнітається високонапірним вентилятором через насадок Вентурі.

Рідина насосом подається через жиклери 1 у вузький переріз 2 насадка, в якому повітряним потоком подрібнюється на дрібні краплини. Із дифузора 3 насадка виходить назовні турбулентний повітродропелний струмінь, який спрямовується з похилом вгору в напрямку вітру (обробка польових культур з використанням енергії попутного потоку вітру). На відміну від гідравлічних у повітроструменевих розпилювачах значна швидкість рідини відносно повітря забезпечується швидкісним потоком повітря, а рідина вводиться в повітряний потік під невеликим надлишковим тиском, тобто з невеликою швидкістю.

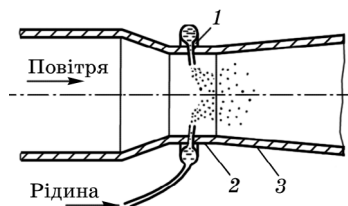


Рис. 4.2. Схема повітроструменевого розпилювача:

1 — жиклери; 2 — вузький переріз;
3 — дифузор

Для пневматичних розпилювачів, як і для відцентрових, поки що не розроблено теоретичних методів розрахунку, тому використовують емпіричні залежності.

Для невеликих пневматичних розпилювачів користуються формулою японських учених Нукіяма і Танасави:

$$d_s = \frac{585}{v_{\Pi} - v_p} \left(\frac{\sigma}{\rho} \right)^{0,5} + 597 \left(\frac{\eta}{\sqrt{\sigma\rho}} \right)^{0,45} \left(1000 \frac{Q_p}{Q_{\Pi}} \right)^{1,5}, \quad (4.6)$$

де $d_s = \frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^k n_i d_i^2}$ — об'ємно-поверхневий діаметр краплин (середній

діаметр за Заутером), мкм; n_i — кількість краплин даного розміру d_i ; k — кількість розрядів, на які розбито спектр краплин; v_{Π} і v_p — швидкості відповідно повітря і рідини, м/с; σ — поверхневий натяг рідини, г/с²; ρ — щільність рідини, кг/м³; η — в'язкість рідини, г/см с; Q_p / Q_{Π} — відношення об'ємних витрат рідини і повітря.

Обертові розпилювачі застосовують у протруювачах і обприскувачах для ультрамалооб'ємного обприскування. На відміну від гідравлічних і повітродструменевих розпилювачів вони можуть за дуже малих витрат рідини утворювати краплини приблизно однакового регульованого розміру (монодисперсне розпилення).

Діаметр основних краплин, приблизно однакових за розміром, визначають за формулою

$$d = \left(\frac{c}{\omega} \right) \sqrt{\frac{\sigma}{r\rho}}, \quad (4.7)$$

де $c \approx 2,9$ — константа; ω — кутова швидкість обертання диска, с⁻¹; σ — поверхневий натяг рідини, г/с²; r — радіус диска, см; ρ — щільність рідини, кг/м³.

Двоступінчасте розпилення рідини («вторинне» подрібнення краплин у повітряному потоці) найчастіше спостерігається при авіаційному обприскуванні (рис. 4.3). При цьому перша стадія — розпилення при витіканні рідини під тиском із сопла 1 гідравлічного розпилювача або при скиданні її з периферії обертового розпилювача — зумовлює утворення «первинних» краплин. Друга стадія передбачає пневматичне подрібнення найбільших «первинних» краплин при їх швидкому русі (разом із літаком) відносно навколишнього повітря.

У першому наближенні розмір стійкого стану краплини визначається критичним значенням критерію Вебера, який має певну конс-

танту ($We_k = 8...12$):

$$We_k = \frac{\rho_k u^2 d}{\sigma}, \quad (4.8)$$

де ρ_k — щільність повітряного потоку, $г/см^3$; u — початкова швидкість краплини відносно газу, $см/с$; d — початковий діаметр краплини, $см$; σ — поверхневий натяг рідини, $г/с^2$.

Критерій Вебера характеризує відношення аеродинамічної сили, що діє на краплю, до сили поверхневого натягу і, зважаючи на складність процесу подрібнення крапель, не може бути єдиною константою цього процесу. Навіть у геометрично та динамічно подібних системах подрібнення краплини, яка рухається в газоподібному чи рідкому середовищі, характеризується не одним, а кількома визначальними, безрозмірними критеріями відповідно до кількості заданих розмірних величин і π -теореми теорії подібності.

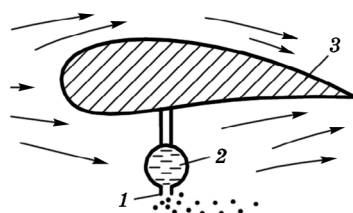


Рис. 4.3. Схема авіаційного розпилювача:

- 1 — сопло гідралічного розпилювача; 2 — підкрильний штанг; 3 — крило літака

4.1.2. Утворення електрично заряджених аерозолів

Застосування електронно-іонної технології, що ґрунтується на використанні силової взаємодії електричних полів і зарядів, пов'язане з проблемою забезпечення рівномірного осідання краплин пестициду на всій листовій поверхні (на верхній і нижній частинах листочків, усередині крони дерева та в її зовнішніх підвітряних і навітряних частинах).

Ефективний спосіб підвищення рівномірності обробки полягає в наданні часточкам електричних зарядів і в проведенні покриття в електричному полі, коли заряджені часточки, рухаючись по силових лініях електричного поля, створюваного між розпилювачем і рослинами, відносно рівномірно осідають як на верхній, так і на нижній поверхнях листків. При цьому часточки мають бути уніполярно заряджені, тобто мати електричний заряд одного знака.

Для утворення уніполярно заряджених аерозолів застосовують дві різні схеми. Перша схема передбачає розпилення рідини одним з розглянутих вище способів (при витіканні рідини з отворів під тиском, або в потоці повітря, або за допомогою обертового розпилювача). Після розпилення рідини (або порошку) заряд надається часточкам унаслідок проходження їх через напрямний потік йонів (у полі коронного розряду). За другої схеми розпилення здійснюється з використанням не механічних, а електричних сил (контактна зарядка, при якій рідина контактує з гострою кромкою розпилювача, що

перебуває під високою напругою; на гострій кромці відбувається не тільки зарядка рідини, а й подрібнення її під дією електричних сил). Можливий також проміжний спосіб, за якого електричні заряди наводяться на поверхню рідинної плівки перед її розпиленням (індукційний спосіб). При цьому електризація здійснюється під час розпилення, як і за контактного способу. Проте вона недостатньо впливає на процес розпилення, і краплі утворюються переважно в результаті взаємодії аеродинамічних сил, сил поверхневого натягу і в'язкості, а електричні сили відіграють другорядну роль.

За індукційного способу в тонкій рухомій плівці провідникової (йонізованої) рідини створюється електричне поле, яке спричинює потік йонів. Йони одного знака потрапляють на поверхню рідинної

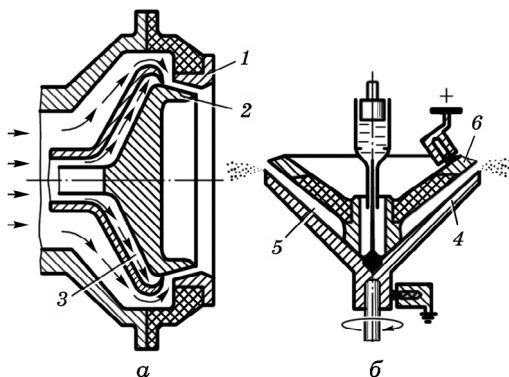


Рис. 4.4. Схеми аеродинамічного (а) і відцентрового (б) способів індукційної зарядки:

1 — зовнішнє ізольоване кільце; 2 — внутрішній заземлений циліндр; 3 — кільцева щілина; 4 — заземлений конус; 5 — тонка плівка рідини; 6 — заряджений конічний електрод

плівки, а протилежного — на заземлений електрод, і відповідно заряди стікають у землю.

Застосовують аеродинамічний і відцентровий способи. За аеродинамічного способу (рис. 4.4, а) повітря, яке рухається з великою швидкістю крізь вузький зазор між зовнішнім ізольованим кільцем 1 і внутрішнім заземленим циліндром 2, захоплює провідникову рідину, яка витікає з кільцевої щілини 3 у вигляді тонкої заземленої плівки і рухається в напрямку потоку повітря. Заряджене кільце 1 безперервно індукуює на поверхні плівки електричні заряди. Після розпаду плівки в повітрі ці заряди розподіляються по поверхні утворюваних краплин, тобто досягається уніполярна електризація туману (заряди протилежного знака стікають через циліндр 2 у землю).

Систему рівнянь електричного поля в розглядуваному випадку можна звести до рівняння

$$E_{\text{п}} - \varepsilon_{\text{р}} E_{\text{р}} = 4\pi S, \quad (4.9)$$

де $E_{\text{п}}$ — напруженість поля в повітряному зазорі між зарядженим кільцем і поверхнею рідинної плівки; $\varepsilon_{\text{р}}$ — діелектрична константа

рідини; E_p — напруженість поля в рідинній плівці; S — щільність вільних зарядів на поверхні рідинної плівки.

Зауважимо, що

$$E_{\Pi} = V_{\Pi} / h_{\Pi}; \quad E_p = V_p / h_p,$$

при цьому

$$V_{\Pi} + V_p = V; \quad h_{\Pi} + h_p = h,$$

де V_{Π} і V_p — різниця потенціалів у повітряному потоці і в рідинній плівці; V — сумарна різниця потенціалів; h_{Π} — повітряний зазор; h_p — товщина рідинної плівки; h — сумарна величина зазору між кільцем і циліндром.

Сила зарядного струму, який проходить через рідинну плівку,

$$I_p = 2\pi r u_{\Pi} S,$$

де r — радіус циліндра; u_{Π} — швидкість руху поверхні плівки.

За законом Ома:

$$V_p = R_p I_p = I_p [\omega_p h_p / 2\pi r L + (\alpha_1 + \alpha_2) 2\pi r L],$$

де R_p — опір рідинної плівки; ω_p — питомий опір рідини; α_1 і α_2 — питомі опори на поверхнях поділу фаз; L — глибина кільцевого зазору.

Використовуючи ці співвідношення, після нескладних перетворень можна дістати вираз для зарядного струму. Якщо обмежитися важливим для практики випадком $\varepsilon_p E_p \ll E_{\Pi} \approx V/h$, тобто випадком добре провідникової рідини, то рівняння для зарядного струму можна записати так:

$$I_p = r V u_{\Pi} / 2h. \tag{4.10}$$

Для визначення залежності між швидкістю руху поверхневої плівки u_{Π} і параметрами процесу було розглянуто рух рідинної плівки в аеродинамічному розпилювачі (див. рис. 4.4, а), що дало можливість отримати рівняння

$$u_{\Pi(X=L)} = 0,576 \sqrt{\frac{Q_p}{\pi \mu r}} \sqrt{\frac{\mu_{\alpha} \rho_{\alpha} u^3}{L}}. \tag{4.11}$$

Підставивши значення u_{Π} у вираз (4.10) і ввівши емпіричний коефіцієнт k , можна дістати залежність між силою зарядного струму і

основними параметрами процесу, які легко піддаються вимірюванню:

$$I_p = \frac{0,288kV}{h} \sqrt{\frac{rQ_p}{\pi\mu}} \sqrt{\frac{\mu_\alpha \rho_\alpha u^3}{L}}. \quad (4.12)$$

Експериментальною перевіркою показано узгодження з теорією при $k = 2,4$.

За відцентрового способу індукційної зарядки (рис. 4.4, б) провідникова рідина безперервно надходить у центр заземленого конуса 4, що обертається, і розтікається по його поверхні у вигляді тонкої плівки 5.

Під дією відцентрових сил ця плівка рухається до периферії конуса 4 і, зриваючись з його кромки, розпадається на дрібні краплинки. Заряджений конічний електрод 6, що обертається разом з конусом 4, безперервно індукуює на поверхні плівки електричні заряди. У разі розпаду плівки в повітрі ці заряди розподіляються по поверхні утворюваних краплинок, тобто, як і за аеродинамічного способу, досягається уніполярна електризація туману (заряди протилежного знака стікають через конус 4 у землю).

Отже, за відцентрового способу силу зарядного струму, який проходить через плівку, у разі добре провідникової рідини ($\epsilon_p E_p \square E_{II} \approx V/h$) також визначають за формулою (4.10):

$$I_p = rVu_{II}/2h,$$

де r — радіус кромки конуса.

Для швидкості руху поверхні плівки u_{II} залежно від параметрів процесу В.Ф. Дунський вивів таку залежність:

$$u_{II} = \left(\frac{9\rho\omega^2 \sin\phi Q^2}{32\pi^2\mu R} \right)^{1/3}, \quad (4.13)$$

де ϕ — кут при вершині конуса (для гладенького диска $\sin\phi = 1$).

Підставивши значення u_{II} у вираз (4.10), отримуємо шукану залежність між силою зарядного струму і основними параметрами процесу:

$$I_p = \frac{RV}{2h} \left(\frac{9\rho\omega^2 \sin\phi Q^2}{32\pi^2\mu R} \right). \quad (4.14)$$

Експериментальна перевірка цієї залежності показала, що вона з допустимою точністю описує результати експериментів без введення будь-яких поправочних коефіцієнтів.

Відомі також процеси уніполярної електрзарядки краплин пестицидів, при яких електрзарядний пристрій використовують не тільки для зарядки краплин, а й для створення осаджувального електростатичного поля між цим пристроєм і землею.

4.1.3. Розпилення порошків

Пилові струмені та хвилі, які застосовують у сільському господарстві для обробки рослин пестицидними дустами або при внесенні гранульованих добрив, утворюються розпиленням порошків потоком повітря.

Часточки пилу і тонких порошків схильні до агрегування в результаті адгезії дрібних часточок, яка частково пояснюється дією сил притягання, що існує між молекулами, і визначається формулою Ван-дер-Ваальса. Роль молекулярних сил збільшується зі зменшенням розміру часточок d , а сили, які намагаються розділити часточки, пропорційні d^3 (за наявності коливань) або d^2 (за наявності аеродинамічних сил), тобто відношення сили притягання до розділяючої сили пропорційне d^{-2} або d^{-1} і збільшується зі зменшенням d . Отже, агрегати з дрібних часточок важче піддаються подрібненню, ніж агрегати з крупних часточок.

Якщо часточки покриваються плівкою рідини, то між ними виникають додаткові сили, зумовлені капілярними ефектами. Адгезія в порошках часто спричинюється переважно сконденсованою на поверхні часточок вологою. Це підтверджується тим фактом, що в деяких порошках адгезію можна значно зменшити, покриваючи часточки тонким гідрофобним шаром (наприклад, тонесенька плівка силіконового полімеру ефективно зменшує агрегування часточок у багатьох порошках).

Часточки розпиленого в повітрі порошку заряджені. У деяких випадках заряди також сприяють утворенню агрегатів: електростатичні сили, що діють між стичними часточками, можуть бути значно більшими, ніж вандерваальсові.

Труднощі дослідження процесу розпилення порошків повітряним потоком зумовлені відсутністю надійних даних про значення молекулярних сил, які перешкоджають відриванню часточок від стінок і одну від одної, і складністю визначення сил, що діють з боку повітряного потоку на часточки порошку, що обтікаються цим потоком. Не менш важливою є невизначеність в оцінюванні дуже малих відстаней між часточками, які складають агрегат. Отже, зважаючи на ці труднощі, дослідження мають переважно якісний характер.

Оскільки часточки переносяться перекочуванням, цю умову можна подати у такому вигляді:

$$u_r > \left(\frac{2r\rho g}{\rho_\alpha \psi} \right)^{1/2}, \quad (4.15)$$

де u_r — критична швидкість часточки порошку відносно повітряного потоку; $2r$ — розмір часточки кубічної форми; ρ — густина речовини часточки; ρ_α — густина повітря; ψ — коефіцієнт лобового опору.

Для розпилення порошоків, тобто для переведення їх із агрегованого стану в аерозольний швидкісним повітряним потоком, використовують певний дозувальний пристрій (наприклад, шнековий дозатор), який безперервно подає порошок у повітряний потік. При цьому повітряний потік подрібнює порошок на агрегати і окремі часточки. За достатньої швидкості повітря агрегати встигають руйнуватися раніше, ніж швидкість їх руху наблизиться до швидкості повітря (процес, подібний до подрібнення краплин у повітряному потоці). Цей процес «об'ємного» розпилення відбувається в пилових форсунках при розпилюванні пестицидних пилоподібних препаратів (дустів), гранульованих добрив і пестицидів.

Для агрегату суміші часточок, який рухається в градієнтному потоці, різниця швидкостей течії в двох точках, що лежить на відрізку $2r$, дорівнює $2r\Gamma$ (Γ — градієнт швидкості течії), а сила, яка намагається розірвати дві зліплені часточки, становить

$$F_m \approx 6\pi\mu'r2r\Gamma \approx 12\pi\mu'r^2\Gamma. \quad (4.16)$$

Сила адгезії в першому наближенні пропорційна r , тому чим дрібніші часточки, тим гірше (за інших однакових умов) розпилюється порошок. Особливо важко розпилюються полідисперсні порошки, щільність упаковки яких значно більша, ніж монодисперсних.

Другий можливий шлях дезагрегації порошоків — застосування коливань. Найефективнішого розпилення можна досягти при одночасній дії коливань і розпилювального повітряного потоку.

4.1.4. Конденсаційне утворення аерозолів

Для утворення аерозолів застосовують два способи: *дисперсійний*, за якого дрібні краплинки утворюються подрібненням речовини, і *конденсаційний* — найдрібніші часточки утворюються конденсацією парів.

Конденсаційний спосіб утворення аерозолу передбачає наявність перенасиченої пари. Якщо перенасичення S перевищує певну критичну для даних умов величину S_k , то відбувається швидке утворення аерозолу.

Центрами конденсації перенасиченої пари можуть бути завислі в газі часточки, газові йони (конденсація на ядрах) або зародки

(групи молекул), які безперервно виникають у газі в результаті флуктуацій при хаотичному тепловому русі молекул (спонтанна конденсація).

Біля поверхні краплини тиск насиченої пари P_r менший, ніж біля плоскої поверхні. Внаслідок цього конденсація може початися лише при перенасиченні, яке перевищує зрівноважене значення S , що залежить від радіуса краплини r і визначається рівнянням Томсона — Гіббса:

$$\ln S = \ln(P_r / P_\infty) = 2\sigma M / R_1 T \rho r, \quad (4.17)$$

де P_∞ — тиск насиченої пари над плоскою поверхнею; σ — поверхневий натяг краплини; M — маса одного моля рідини; R_1 — універсальна газова стала; T — абсолютна температура; ρ — густина рідини.

Зі зменшенням r точність рівняння (4.17) знижується, оскільки властивості малих краплин відрізняються від властивостей речовин у великому об'ємі. Наприклад, поверхневий натяг σ залежить від радіуса краплини. Для краплини, яка має електричний заряд, у правій частині рівняння (4.17) з'являється член, що враховує вплив величини цього заряду на S .

У газовій суміші, що містить пару, внаслідок флуктуацій постійно утворюються комплекси, які складаються з кількох молекул, що миттєво розпадаються; чим більше комплексів, тим рідше вони утворюються. В перенасиченій парі деякі комплекси досягають критичного розміру, при якому тиск насиченої пари над ними дорівнює тиску пари в навколишньому середовищі; такі комплекси не розпадаються і можуть бути зародками (центрами конденсації).

Згідно з класичним рівнянням Фольмера

$$I = dN_k / d\tau = K_1 e^{-\Delta G / KT}, \quad (4.18)$$

де I — швидкість утворення зародків; N_k — числова концентрація краплин; τ — час; K_1 — множник; ΔG — робота, витрачена на утворення зародку; K — стала Больцмана; T — температура.

Одним із варіантів конденсаційного процесу є термомеханічний спосіб утворення аерозолів. Цей процес досить складний і ще недостатньо досліджений. Експериментально встановлено, що відносна вагова кількість ε_1 найдрібніших «вторинних» краплинок конденсаційного походження приблизно дорівнює відносній кількості випарованого розчину, яка визначалась експериментально за допомогою каскадного імпактора, за відносною вагою фракцій, в яких концентрація нелеткої розчиненої речовини значно перевищує початкову.

Досліди показали, що значення ε_1 зростає з підвищенням температури газу, зменшується зі збільшенням питомої витрати розчину і

мало змінюється при зміні швидкості газу (в обстеженому діапазоні 120...320 м/с). У результаті опрацювання експериментальних даних отримано емпіричну залежність між ступенем випаровування розчину ε_1 і безрозмірним «критерієм випаровування»:

$$U_1 = \frac{4x\lambda\Delta t}{v_r L \gamma_p d^2 (G_p / G_r)}, \quad (4.19)$$

де U_1 — критерій випаровування; x — характерний лінійний розмір системи (довжина дифузора випускного насадка генератора), м; λ — теплопровідність газу, Вт/(м·К); Δt — різниця температур газу і розчину, °С; v_r — швидкість газу, м/с; L — прихована теплота випаровування рідини, Дж/кг; γ_p — питома вага рідини, Н/м³; d — середній діаметр «первинних» краплинок, який визначають за формулою (4.6); G_p — витрата рідини; G_r — витрата газу.

Критерій U_1 характеризує відношення часу випаровування краплини середнього розміру до часу її перебування в гарячому газі.

4.1.5. Вплив розмірів краплин на ефективність обприскування і обґрунтування оптимальної дисперсності

За різних способів розпилення утворюються системи краплин різних розмірів (полідисперсний спектр) або краплини одного певного розміру (монодисперсний спектр) у межах 350...25 мкм. Часточки одного й того самого препарату, але різних розмірів, мають різну токсичність. Великі краплини гірше утримуються на об'єктах обробки, мають меншу токсичність для шкідливих організмів, можуть призводити до опіків листочків культурних рослин. Дрібні краплинки при такій самій витраті пестициду на одиницю площі повніше і рівномірніше покривають оброблюваний об'єкт, краще утримуються на поверхні листочків рослин, стійкіші до змивання дощем. Отже, чим вища дисперсність розпилення, тим більша токсичність пестициду. Для оцінювання дисперсності розпилення введено поняття середнього діаметра. Якщо краплини, що виходять із розпилювача, уловлювати на предметні стекла, спеціально оброблені паперові картки та інші уловлювальні поверхні, то краплини залишають на цих поверхнях слід, за яким можна підрахувати діаметр краплини:

$$d_{\text{кр}} = \frac{d_{\text{сл}}}{\sqrt[3]{4 \sin^3 \alpha / (2 + \cos^3 \alpha - 3 \cos \alpha)}}, \quad (4.20)$$

де $d_{\text{кр}}$ — діаметр краплини; $d_{\text{сл}}$ — заміряний діаметр сліду крапли-

ни; α — кут між дотичною до сфери краплини в точці її перерізу оброблюваною поверхнею і самою поверхнею.

Знаючи коефіцієнт розтікання, який залежить від властивостей поверхні, діаметр сліду краплини можна підрахувати за такою залежністю:

$$k = \frac{d_{\text{сл}}}{\sqrt[3]{h \left(h^2 + \frac{3}{4} d_{\text{сл}}^2 \right)}}, \quad (4.21)$$

де k — коефіцієнт розтікання рідини краплини по даній поверхні; h — висота краплини.

Оскільки за різних способів розпилення та при використанні різних розпилювачів отримують полідисперсний спектр краплин, для узагальнювальної оцінки роботи розпилювачів введено поняття середнього діаметра: середньоарифметичного, медіанно-масового, об'ємно-поверхневого тощо.

Середньоарифметичний діаметр краплин визначають за такою залежністю:

$$d_{\text{ар}} = \frac{\sum_{i=1}^n n_i d_i}{\sum_{i=1}^n n_i}, \quad (4.22)$$

де $d_{\text{ар}}$ — середньоарифметичний діаметр, мкм; n_i — кількість краплин кожного розміру, мкм; d_i — діаметр краплин певного розміру, мкм.

Об'єктивнішим показником дисперсності розпилення є медіанно-масовий діаметр краплин, за середній діаметр краплин якого беруть такий діаметр, коли половина об'єму спектра розпилу знаходиться в краплинах, менших від середнього діаметра, а інша половина — у краплинах, більших від цього діаметра:

$$\sum_{i=1}^m n_i d_i^3 = \sum_{i=m+1}^n n_i d_i^3. \quad (4.23)$$

Середній об'ємно-поверхневий діаметр краплини (середній діаметр за Заутером) визначають як відношення сумарного об'єму краплини в спектрі до розпилення до сумарної поверхні краплин:

$$d_s = \frac{\sum_{i=1}^k n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^k n_i d_i^2}, \quad (4.24)$$

де n_i — кількість краплин певного розміру d_i ; k — кількість розрядів, на які розбито спектр краплин.

Важливим критерієм оцінювання роботи обприскувачів, що залежить від критерію дисперсності, є ступінь покриття краплинами оброблюваної поверхні, %

$$M = \frac{100\pi}{4f_0} (n_1 d_1^2 + n_2 d_2^2 + \dots + n_n d_n^2) = \frac{25\pi}{f_0} \sum_{i=1}^n n_i d_i^2, \quad (4.25)$$

де d_1, d_2, \dots, d_n — діаметри слідів краплин, мкм; n_1, n_2, \dots, n_n — кількість краплин кожного розміру; f_0 — досліджувана площа, мкм².

Дослідженнями встановлено, що при дрібнокраплинному обприскуванні краща ефективність обробок досягається при менших ступенях покриття, розрахованих за формулою (4.25), ніж при велико-

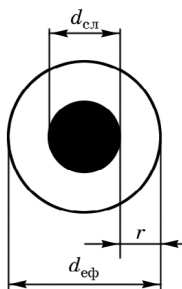


Рис. 4.5. Площа сліду краплини і ефективної дії препарату

краплинному. Це пояснюється тим, що препарат діє також на деякій відстані від місця осідання краплин, тобто має певну зону біоцидної дії. З цією метою введено коефіцієнт ефективної дії краплини $k_{\text{еф}}$, який визначається відношенням загальної площі ефективної дії до площі, утвореної слідом краплини (рис. 4.5). При цьому

$$S_{\text{сл}} = \frac{\pi d_{\text{сл}}^2}{4}.$$

Площа ефективної біоцидної дії препарату

$$S_{\text{еф}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{сл}} + 2r)^2.$$

Зона біоцидної дії r змінюється в межах 100...200 мкм.

Коефіцієнт ефективної дії краплини

$$k_{\text{еф}} = \frac{S_{\text{еф}}}{S_{\text{сл}}} = \frac{(d_{\text{сл}} + 2r)^2}{d_{\text{сл}}^2}. \quad (4.26)$$

Отже, зі зменшенням розмірів краплини коефіцієнт її ефективної дії збільшується. Тому правильніше оцінювати якість покриття при дрібнокраплинному обприскуванні, ввівши поняття «ступінь ефективного покриття», який визначають за формулою

$$M_{\text{еф}} = M k_{\text{еф}}.$$

Розглянуті способи розпилення і різні типи розпилювачів дають змогу отримати різний ступінь дисперсності розпилення робочої рідини. Якщо при звичайному обприскуванні для одержання достатньої густоти краплин на одиницю оброблюваної поверхні цілком прийнятним може бути грубодисперсне розпилення ($d_{\text{ср}} = 250 \dots 300$ мкм), то для забезпечення потрібної густоти покриття при малооб'ємному і ультра-

малооб'ємному потрібне тонкодисперсне розпилення (50...150 мкм). До того ж зменшення діаметра краплин за лінійною залежністю в 2, 3, 4 і т.д. рази призводить до збільшення кількості краплин за кубічною залежністю, тобто в 8, 27, 64 і т.д. рази.

Норми витрати робочої рідини на одиницю оброблюваної площі, як показали спеціальні токсикологічні досліді, в кілька разів, а часом і в кілька десятків разів перевищують потрібну для 100 % ефективності. Проте не вся розпилювана рідина осідає на оброблювані об'єкти, причому, чим вища дисперсність, тим осідання гірше. Це можна підтвердити, розглянувши рух краплини в повітряному потоці (рис. 4.6).

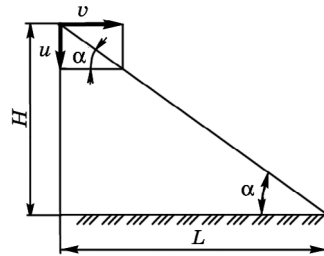


Рис. 4.6. Схема руху краплини в повітряному потоці

Краплина, що виходить з розпилювача штангового або вентиляторного обприскувача, перебуває на певній висоті H над оброблюваною поверхнею. У горизонтальному напрямку краплина зазнає дії повітряного потоку з певною швидкістю v . У вертикальному напрямку вона рухатиметься під дією сили тяжіння зі швидкістю u , яку можна визначити за формулою Стокса:

$$u = \frac{2gr^2(\rho_k - \rho_{\text{п}})}{9\eta}, \quad (4.27)$$

де u — швидкість краплини під дією сили тяжіння; g — прискорення вільного падіння; r — радіус краплини; ρ_k — щільність рідини краплини; $\rho_{\text{п}}$ — щільність повітря; η — кінематична в'язкість повітря.

Абсолютна швидкість краплини спрямовуватиметься під кутом α до горизонту

$$\text{tg } \alpha = \frac{u}{v}.$$

Тоді, в першому наближенні, відстань, на яку буде знесено краплину при досягненні нею обприскуваної поверхні, становитиме

$$L = \frac{H}{\text{tg } \alpha} = \frac{Hv}{u}, \quad (4.28)$$

де L — відстань, на яку зноситься краплина; H — висота початкового положення краплини над оброблюваною поверхнею; v — початкова швидкість краплини в горизонтальному напрямку.

Із залежності (4.28) випливає, що небезпека знесення краплини на значну відстань прямо пропорційна висоті розміщення над оброб-

люваною поверхнею, швидкості вітру і обернено пропорційна швидкості руху краплини під дією сили тяжіння. При цьому з виразу (4.27) випливає, що зменшення діаметра краплин за лінійною залежністю спричинює зменшення швидкості осідання за квадратною залежністю. Це підтверджується також результатами дослідів:

Розмір краплин, мкм	500	250	100	50	10
Швидкість осідання, м/с	2,8	0,94	0,27	0,07	0,003

Крім того, слід враховувати чинник випаровування краплин під час їх руху в повітряному потоці. Отже, обґрунтовуючи оптимальну дисперсність, потрібно враховувати спосіб обприскування (звичайне, малооб'ємне, ультрамалооб'ємне), вид шкідливих об'єктів (комахи, хвороби, бур'яни тощо), типи робочих рідин (водні розчини, емульсії, масляні розчини і т.д.) та здатність їх до випаровування. Для кращої ефективності при обробці бур'янів рекомендується використовувати грубодисперсне розпилення, при якому зменшується небезпека знесення гербіцидів на сусідні ділянки. У боротьбі зі шкідливими комахами і хворобами більшої ефективності можна досягти при дрібнодисперсному розпиленні. Проте, щоб уникнути знесення дрібних краплин на значні відстані, потрібно застосовувати примусове осідання і в робочі розчини додавати речовини, які знижують випарувальну здатність краплин, або застосовувати зв'язані аерозолі.

4.2. Технологічний розрахунок робочих органів обприскувачів

4.2.1. Розрахунок параметрів баків і мішалок

Баки обприскувачів виготовляють у вигляді горизонтально розміщеного циліндра з поперечним перерізом у вигляді кола чи еліпса, яке має плоскі або сферичні передню і задню стінки. Місткість бака залежить від типу обприскувача і його продуктивності, яку розраховують за умови забезпечення роботи обприскувача упродовж половини або цілої зміни. Об'єм баків обчислюють за такими залежностями:

- для циліндричних баків зі сферичними днищами

$$V_6 = \frac{\pi d^2}{4} (l + l_1) + 1,047 l_1^3; \quad (4.29)$$

- для циліндричних баків із плоскими днищами

$$V_6 = \frac{\pi d^2}{4} l; \quad (4.30)$$

• для баків з еліптичним поперечним перерізом і сферичними днищами

$$V_6 = \frac{\pi}{4} d_1 d_2 (l + l_1) + 1,047 l_1^3; \quad (4.31)$$

• для баків з еліптичним поперечним перерізом і плоскими днищами

$$V_6 = \frac{\pi}{4} d_1 d_2 l, \quad (4.32)$$

де V_6 — об'єм бака, м³; l , l_1 — відповідно довжина основної частини і дна (висота сегмента) резервуара, м; d_1 , d_2 — відповідно довжина осей еліпса поперечного перерізу, м; d — діаметр циліндричного резервуара, м.

Щоб забезпечити сталу концентрацію робочих рідин у баках, їх безперервно перемішують за допомогою механічних (лопатових або гвинтових) та гідравлічних мішалок. Механічні лопатеві мішалки монтують на висоті 10...15 мм, а гідравлічні — на висоті 20...50 мм від дна бака. Інтенсивність перемішування робочої рідини оцінюють коефіцієнтом циркуляції $k_{ц}$:

$$k_{ц} = Q/V_6, \quad (4.33)$$

де Q — продуктивність мішалки, м³/с; V_6 — об'єм бака, м³.

Продуктивність механічної мішалки Q_m , м³/с, визначають за формулою

$$Q = 2\pi r_1 l_1 \sqrt{v_1 \sin \alpha_1} n_1 = 2\pi r_2 l_2 \sqrt{v_2 \sin \alpha_2} n_2, \quad (4.34)$$

де r_1 , r_2 — радіус відповідно внутрішнього і зовнішнього кіл лопатей, м; l_1 , l_2 — ширина лопаті відповідно на вході та виході рідини, м; n_1 , n_2 — кількість пар лопатей; v_1 , v_2 — абсолютні швидкості рідини відповідно на вході та виході, м/с; α_1 , α_2 — кут між напрямком відповідно абсолютної і колової швидкостей на вході та виході.

Продуктивність гідравлічної мішалки Q_r , м³/с, визначають за формулою

$$Q_r = \frac{\pi d_c^2}{4} v, \quad (4.35)$$

де d_c — діаметр сопла, м; v — швидкість потоку рідини, м/с.

Швидкість потоку рідини можна обчислити, якщо відомий тиск рідини в гідравлічній системі обприскувача:

$$P = \frac{v^2}{2g}(1 + k_c), \quad (4.36)$$

де k_c — коефіцієнт місцевого опору сопла, який залежить від напору, діаметра і якості обробки отвору.

Швидкість робочого потоку v гідравлічної мішалки можна визначити за формулою

$$v = \varepsilon \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (4.37)$$

де ΔP — перепад напору (різниця тиску) перед входом в мішалку (ежектор) і біля вихідного перерізу сопла, Па; $\varepsilon \approx 0,97$ — коефіцієнт, який ураховує вплив на швидкість витікання гідравлічного опору і нерівномірності розподілу швидкостей у стисненому струмені.

Якщо продуктивність мішалки задано наперед, то з виразу (4.35) можна дістати розрахункову формулу для визначення діаметра сопла.

Оскільки швидкість робочого потоку, створюваного мішалками, зменшується внаслідок тертя рідини об стінки бака, то коефіцієнт циркуляції $k_{\text{ц}}$ тим менший, чим довший бак.

4.2.2. Розрахунок параметрів насосів

Подачу поршневих і плунжерних насосів $q_{\text{н}}$, л/хв, визначають за формулою

$$q_{\text{н}} = \frac{\pi d^2}{4} s n z \eta_{\text{н}}, \quad (4.38)$$

де d — діаметр поршня або плунжера, дм; s — довжина ходу поршня або плунжера, дм; n — кількість подвійних ходів поршня або плунжера за 1 хв; z — кількість циліндрів; $\eta_{\text{н}} \approx 0,85 \dots 0,90$ — коефіцієнт об'ємного наповнення циліндрів насоса.

Повний коефіцієнт корисної дії поршневих і плунжерних насосів

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_0 \eta_{\text{м}}, \quad (4.39)$$

де η — повний ККД насоса; $\eta_{\text{г}} = 0,70 \dots 0,98$ — гідравлічний ККД насоса, який характеризує гідравлічний опір; $\eta_0 = 0,85 \dots 0,98$ — об'ємний ККД, який характеризує втрати рідини через нещільності; $\eta_{\text{м}} = 0,85 \dots 0,95$ — механічний ККД насоса, який ураховує тертя у з'єднаннях.

Для приведення в дію поршневого і плунжерного насосів потрібна потужність N , кВт, яку визначають за формулою

$$N = \frac{10^{-7} q_d P}{6 \eta}, \quad (4.40)$$

де q_d — дійсна подача насоса, л/хв; P — тиск рідини в напірній системі, Па; $\eta = 0,60 \dots 0,75$ — повний ККД насоса.

Теоретичну подачу q_T , м³/хв, шестеренного насоса обчислюють за формулою

$$q_T = \frac{3,5}{4} (d_3^2 - d_B^2) b n, \quad (4.41)$$

де d_3 , d_B — діаметр кола відповідно виступів і впадин шестерні, м; b — ширина шестерні, м; n — частота обертання шестерні, хв⁻¹.

Дійсна подача q_d шестеренного насоса

$$q_d = q_T \eta_0, \quad (4.42)$$

де $\eta_0 = 0,80 \dots 0,85$ — об'ємний ККД насоса.

4.2.3. Розрахунок параметрів розпилювальних пристроїв

Розпилювальні пристрої забезпечують подрібнення дозованої кількості робочої рідини на дрібні краплини і транспортування їх на оброблювані об'єкти. Витрату робочої рідини обприскувачем за 1 хв, л/хв, відповідно до вибраних технологічних параметрів визначають за формулою

$$q = \frac{QBv}{600}, \quad (4.43)$$

де Q — норма витрати робочої рідини, л/га; B — ширина робочого захвату машини, м; v — робоча швидкість агрегату, км/год.

Підрахована витрата робочої рідини за 1 хв завжди має бути меншою за подачу насоса обприскувача $q < q_H$. Якщо ця умова не виконується, то потрібно змінити технологічні параметри, зокрема швидкість руху агрегату v або ширину захвату B при використанні вентиляторного розпилювального пристрою.

Залежно від типу розпилювального пристрою (штанговий, вентиляторний), вибраної схеми обприскування (суцільне або стрічкове), а також отримання бажаної дисперсності розпилення (дрібнодисперсне у боротьбі зі шкідниками та хворобами; грубодисперсне у боротьбі з бур'янами) визначають кількість розпилювальних накопичувачів і підраховують витрату робочої рідини через один розпилювач за 1 хв, л/хв:

$$q_1 = \frac{q}{n}, \quad (4.44)$$

де q — витрата рідини за 1 хв через всі розпилювачі, л/хв; n — вибрана кількість розпилювачів, шт.

Необхідна витрата робочої рідини за 1 хв через один розпилювач забезпечується площею перерізу вихідного сопла розпилювача та швидкістю витікання рідини із сопла. У загальному випадку витрати робочої рідини за 1 хв через один розпилювач можна визначити за формулою

$$q_1 = 0,06\mu S\sqrt{2gp}, \quad (4.45)$$

де μ — коефіцієнт витрати, який залежить від типу розпилювача; S — площа вихідного отвору розпилювача, мм²; g — прискорення вільного падіння, м/с²; p — тиск робочої рідини на вході в розпилювач, м вод. ст.

Як правило, в інструкціях до обприскувачів наведено таблиці з розрахованою витратою рідини за 1 хв через один розпилювач, за якими легко знайти відповідний їй діаметр вихідного отвору розпилювача і тиск робочої рідини.

Аеродинамічна суміш маси дрібних краплин рідкого отрутохімікату, яка виходить із сопла розпилювача, і навколишнього повітря утворюють робочий потік. У цьому потоці краплини транспортуватимуться штанговими розпилювальними пристроями під дією початкової швидкості, сили тяжіння і сил турбулентної дифузії в приземному шарі.

Для ефективнішого осідання дрібних краплин на оброблювані об'єкти використовують спрямовувальні повітряні потоки (примусове обсаджування часточок розпиленої рідини).

Спрямовувальні повітряні потоки застосовують також для транспортування розпилених часточок на значні відстані (дистанційне нанесення розпиленої рідини).

Щоб створити спрямовувальний повітряний потік, машини для захисту рослин обладнують відцентровими або осьовими вентиляторами.

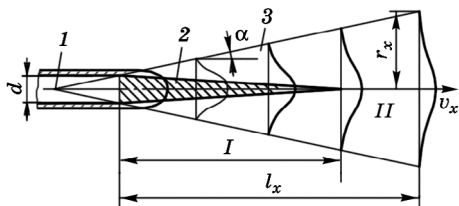


Рис. 4.7. Схема вільного затопленого струменя повітря:

I — полюс струменя; 2 — ядро потоку; 3 — перехідний переріз; I — початковий проміжок струменя; II — основний проміжок струменя

Повітряний потік, який виходить із сопла вентилятора, має вигляд вільного затопленого струменя (рис. 4.7). Якщо вітру немає, то цей струмінь розширюється пропорційно відстані від сопла, залучаючи до руху часточки навколишнього повітря, швидкість його зменшується у певній залежності від відстані. Вільний затоплений струмінь має два проміжки — початковий і ос-

новний. Початковий проміжок характеризується ядром потоку, швидкість якого є сталою і дорівнює початковій на виході із сопла ($v_0 = \text{const}$). У будь-якому поперечному перерізі за межами ядра потоку у міру віддалення від осі швидкість потоку зменшується, досягаючи нуля на межі. На основному проміжку осьова швидкість у міру віддалення від сопла зменшується і може бути визначена за такою емпіричною залежністю:

$$v_x = 0,48v_0 / (ax/d + 0,145), \quad (4.46)$$

де v_x — швидкість повітряного потоку на відстані x від вихідного сопла, м/с; v_0 — швидкість повітряного потоку на виході із сопла, м/с; $a = 0,07...0,14$ — коефіцієнт турбулентності струменя; x — відстань від сопла, м; d — діаметр сопла, м.

Продуктивність вентилятора Q_B , м³/с,

$$Q_B = Sv_c, \quad (4.47)$$

де S — площа вихідного отвору сопла, м²; $v_c = (0,75...1,0)v_0$ — середня швидкість повітряного потоку на виході із сопла, м/с.

При використанні повітряних потоків для транспортування розпиленої рідини (обприскування садів, виноградників, хмільників) важливим є значення основного проміжку струменя X . Так, для садів основний проміжок можна визначити за формулою

$$X = \sqrt{H^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}, \quad (4.48)$$

де H — максимальна висота дерев, м; B — ширина міжрядь у саду, м.

Для того щоб краплини отрутохімікатів проникали в середину крони дерева і осідала на його листках, повітряний потік повинен мати запас кінетичної енергії, тобто певну швидкість при входженні у крону. Дослідами встановлено, що за швидкості повітряного потоку 5...6 м/с листки, повернувшись навколо черешка, повністю відхиляються і займають стійке положення, а за швидкості понад 35 м/с — починають пошкоджуватись.

Для проникнення повітряного потоку в середину крони дорослого дерева і обробки листків з обох боків його швидкість при вході в густу крону має становити $20 \leq v_x \leq 35$ м/с; у розріджену крону $10 \leq v_x \leq 20$; у виноградні кущі й кущі хмелю — $8 \leq v_x \leq 15$ м/с.

Отже, користуючись формулою (4.46), можна визначити початкову швидкість повітряного потоку на виході із вентилятора, м/с:

$$v_0 = \frac{v_x}{0,48} \left(\frac{ax}{d} + 0,145 \right). \quad (4.49)$$

Оскільки v_0 матиме різні значення для різних умов роботи, то підбирають вентилятор за максимальним значенням початкової швидкості v_0 . Для забезпечення універсальності застосування передбачають можливість регулювання швидкості повітряного потоку зміною частоти обертання колеса вентилятора або зміною кута встановлення лопаток.

4.3. Технологічний розрахунок робочих органів протруювачів

Визначальним параметром для розрахунку робочих органів протруювача є його продуктивність з обробки насіння, що виражається у тоннах на годину (т/год). На цю продуктивність розраховують параметри завантажувальних, змішувальних та вивантажувальних шнеків, дозатора насіння.

Продуктивність шнека, т/год, визначають за формулою

$$W = 3600 F_{\text{п}} v_{\text{п}} \gamma, \quad (4.50)$$

де $F_{\text{п}}$ — площа поперечного перерізу шару насіння, м^2 ; $v_{\text{п}}$ — швидкість поздовжнього переміщення матеріалу, м/с ; γ — об'ємна маса матеріалу, т/м^3 .

Площа поперечного перерізу шару насіння, яке подає шнек, становить

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi d^2}{4} \eta_{\text{п}} v, \quad (4.51)$$

де d — діаметр шнека, м ; $\eta_{\text{п}}$ — коефіцієнт заповнення жолоба шнека; v — коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності шнека внаслідок його похилу до горизонту.

Швидкість поздовжнього переміщення насіння визначають за формулою

$$v_{\text{п}} = \frac{Sn}{60}, \quad (4.52)$$

де S — крок витка шнека, м ; n — частота обертання шнека, хв^{-1} .

Середня швидкість руху зерна пшениці становить від 0,017 до 0,027 м/с .

Щоб вибрати тип насоса і його подачу, потрібно знати максимальну продуктивність протруювача, який обробляє насіння, і норму витрати робочої рідини на 1 т насіння. При цьому слід зауважити,

що ця норма має бути такою, щоб вологість зерна не підвищувалася більше ніж на 1 %. Тобто норма витрати робочої рідини не повинна перевищувати 10 л/т.

Витрату робочої рідини за 1 хв, л/хв, при протруюванні насіння визначають за формулою

$$q = \frac{WQ}{60}, \quad (4.53)$$

де W — продуктивність протруювача, т/год; Q — норма витрати робочої рідини, л/т.

За підрахованою витратою робочої рідини за 1 хв для протруювання підбирають тип насоса і його конструктивні параметри. Подача насоса має бути дещо більшою, ніж підрахована, оскільки частина рідини може використовуватися на її перемішування за допомогою гідромішалки, а також можуть бути втрати подачі насоса через гідравлічний опір гідросистеми.

Параметри розпилювальних пристроїв робочої рідини для протруювачів розраховують так само, як і для обпилювачів.

4.4. Технологічний розрахунок робочих органів обпилювачів

Основним робочим органом обпилювача, який забезпечує потрібну подачу порошку у вентиляторний розпилювальний пристрій, є живильник. Продуктивність живильника регулюють залежно від технологічних параметрів обпилювача (ширини робочого захвату і швидкості руху) і норми витрати порошку на 1 га. Від заданих максимальних параметрів залежить максимальна витрата порошку за 1 хв, кг/хв, яку визначають за формулою

$$q_{\text{п max}} = \frac{B_{\text{max}} v_{\text{max}} Q_{\text{п}}}{600}, \quad (4.54)$$

де B_{max} — максимальна ширина робочого захвату, на яку розраховують роботу обпилювача, м; v_{max} — максимальна робоча швидкість агрегату, км/год; $Q_{\text{п}}$ — норма витрати порошку, кг/га.

Підрахована максимальна витрата порошку за 1 хв є вихідною величиною для розрахунку параметрів живильника, який має забезпечити регулювання витрати порошку від 0 до $q_{\text{п max}}$.

Продуктивність шнекового живильника знаходять за виразом

$$q_{\text{ж}} = \frac{\pi d^2}{4} s n k_{\text{н}} \gamma, \quad (4.55)$$

де $q_{ж} = q_{п \max}$ продуктивність живильника, кг/хв; d — діаметр витка шнека, дм; S — крок витка шнека, дм; n — частота обертання шнека, хв⁻¹; $k_{н}$ — коефіцієнт наповнення (для порошку $k_{н} = 0,7...0,8$); γ — об'ємна маса порошку, кг/дм³.

Продуктивність дискового живильника, кг/хв, обчислюють за формулою

$$q_{ж} = 600F_0 u k_{н} f \gamma, \quad (4.56)$$

де F_0 — площа кільцевої щілини між площиною диска і нижнім обрізом дозувальної кільцевої заслінки, дм²; u — колова швидкість диска, м/с; $k_{н}$ — коефіцієнт наповнення порошком дозувальної кільцевої щілини; f — коефіцієнт тертя порошку об площину диска; γ — об'ємна маса порошку, кг/дм³.

Ступінь покриття рослин часточками порошку (кількість пилюнок на 1 мм² листка) є функцією кута атаки:

$$K = K_1 (1 + K_6 \sin \alpha), \quad (4.57)$$

де K — ступінь обпилюваності рослини, 1/мм²; K_1 — ступінь обпилюваності зворотного боку листка, що не залежить від кута атаки, 1/мм²; K_6 — безрозмірний коефіцієнт, що визначається концентрацією порошку в повітрі; α — кут атаки (кут між віссю потоку і площиною обпилюваного об'єкта).

Абсолютну швидкість пилового повітряного потоку, який виходить із розпилювального пристрою обпилювача, визначають за виразом

$$v_a = \sqrt{v_B^2 + v_M^2 + 2v_B v_M \cos \beta}, \quad (4.58)$$

де v_a — абсолютна швидкість пилового повітряного потоку на виході із сопла, м/с; v_B — відносна швидкість повітряного потоку, м/с; v_M — робоча швидкість машини, м/с; β — кут між швидкостями v_B і v_M .

Якщо швидкість пересування машини становить 1,1 м/с, то максимальна обпилюваність відбуватиметься при $\beta = 75^\circ$.

За сприятливих умов обпилювання з боковим дуттям розпилювальні наконечники мають бути від куща на відстані

$$l = \frac{h}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}, \quad (4.59)$$

де h — висота куща, м; α — кут розширення конуса розпилу у вертикальній площині.

Відстань l обмежується протилежним (з іншого боку міжрядь) рядком кущів:

$$l \leq b - \frac{b_{к}}{2}, \quad (4.60)$$

де b — ширина міжрядь, м; $b_{к}$ — ширина куща, м.

Розділ 5

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ КОСАРОК, КОСАРОК-ПЛЮЩИЛОК, ОБЧІСУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ, ПОДРІБНЮВАЛЬНИХ АПАРАТІВ, ЖАТОК І ПІДБИРАЧІВ

5.1. Подільники і стеблепідіймачі

5.1.1. Основи теорії, призначення, типи і застосування подільників

Подільниками оснащують косарки, валкові жатки, жатки зернозбиральних і кормозбиральних комбайнів, льонобралки та інші збиральні машини.

Подільник, наприклад жатки зернозбирального комбайна, встановлений з боку скошеного поля, називають *польовим*, а з боку скошеного — *внутрішнім*. Внутрішній подільник є орієнтиром під час руху жатки відносно попереднього проходу. Якщо жатку використовують як прокосчик, то з обох боків на жатку встановлюють польовий подільник.

Польові подільники призначені для відокремлення смуги стебел (по ширині захвату жатки) від загального хлібостою і часткового підведення стебел до різального апарата.

Подільники, встановлені на льонобралках, розділяють стеблостій на смуги і підводять стебла до брального апарата.

Подільники поділяють на пасивні, напівактивні й активні. Від правильного вибору типу подільника і його налагодження залежать не тільки надійність технологічного процесу машини, а й втрати врожаю.

Пасивні подільники жаток і льонобралок схематично показано на рис. 5.1.

Клиновий подільник (рис. 5.1, *а*) має вигляд носка 2, подібного до конуса обтічної форми, і закріплюється на боковинах 1 жатки. Його застосовують на прямостоячому стеблостій завдовжки 60...80 см. За таких самих умов роботи застосовують також клиновий подільник із зовнішнім стеблевідводом (рис. 5.1, *в*).

Прутковий подільник (рис. 5.1, *б*) установлюють при збиранні довгостеблових культур.

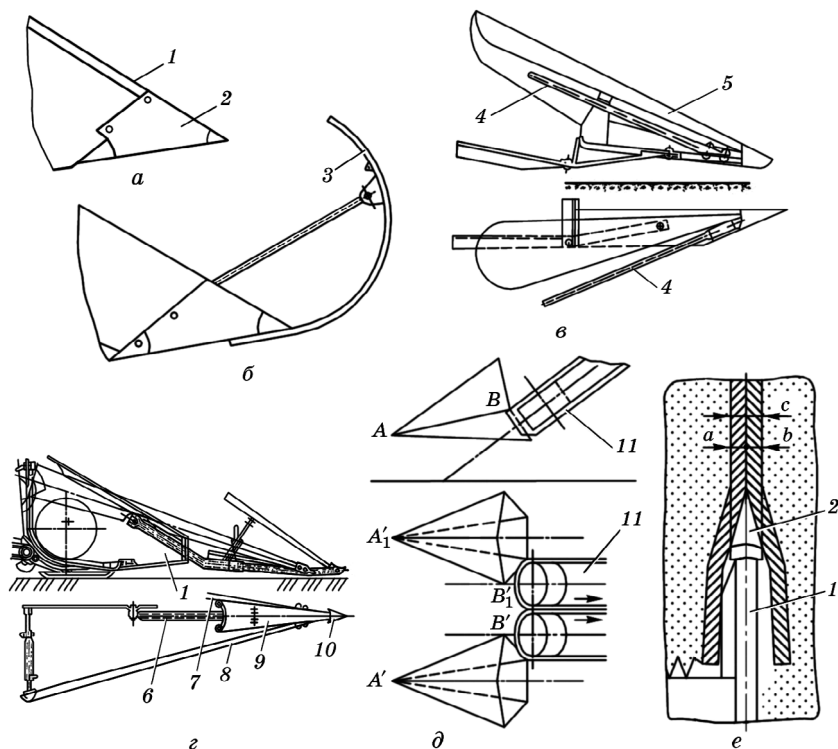


Рис. 5.1. Схеми пасивних подільників:

a — клиновий; *б* — прутковий; *в* — клиновий із зовнішнім стеблевідводом; *г* — торпедний; *д* — льонобралка; *е* — схема роботи клинового подільника; 1 — боковина жатки; 2 — носок; 3 — пруток; 4 — зовнішній стеблевідвід; 5 — корпус (центральне перо); 6 — основна труба; 7 — внутрішній стеблевідвід; 8 — зовнішній стеблевідвід; 9 — центральне перо; 10 — башмак; 11 — бральний апарат

При збиранні довгостеблових і полеглих культур застосовують торпедні подільники (рис. 5.1, *г*) з регульованими внутрішнім та зовнішнім стеблевідводами й центральним пером (корпусом).

Подільники льонобралок — пруткові, виготовлені у вигляді п'ятигранного клина. Вони носками A' і A'_1 (рис. 5.1, *д*) входять у стеблостій і робочими кромками $A'B'$ і $A'_1B'_1$ відхиляють стебла і спрямовують їх до брального апарата 11.

Процес роботи клинового подільника відбувається так. Під час руху, наприклад, жатки носок 2 подільника (рис. 5.1, *е*) діє на стебла, розміщені в смузі, ширина c якої дорівнює ширині подільника. При цьому похилені стебла піднімаються і смуга розділяється на дві

частини: a і b . Стебла, що знаходяться в частині a , спрямовуються до різального апарата, а в частині b відхиляються від боковини 1 жатки.

Прутковий і клиновий із зовнішнім стеблевідводом та торпедний подільники (рис. 5.1, б – г) працюють аналогічно. Вони лише розширюють зону дії на стебла в бік різального апарата і поля.

Взаємне розміщення пасивного подільника і вала конвеєра валкової жатки. Осі симетрії подільника і вала конвеєра мають розміщуватися на одній лінії (рис. 5.2), тобто зміщення $\epsilon = 0$. Зміщення подільника в бік поля ($\epsilon > 0$) знижує захоплювальну здатність конвеєра, зрізані стебла зависають на брусі й не потрапляють у валок, що призводить до втрат урожаю. Зміщення подільника в бік середини конвеєра ($\epsilon < 0$) може спричинити захоплення планками конвеєра ще не зрізаних стебел, вибивання зерна із колосків або обривання бобів.

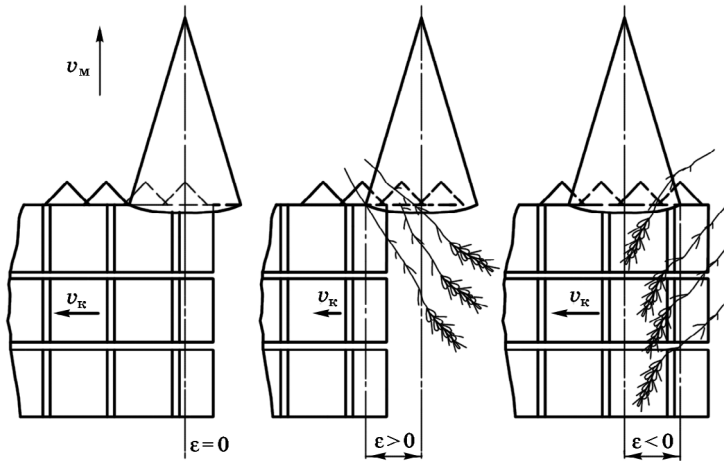


Рис. 5.2. Взаємне розміщення подільника і вала конвеєра

Взаємодія пасивного подільника зі стеблами. Як зазначалося, на збиральних машинах застосовують пасивні подільники, які мають форму три- або п'ятигранного клина. Під час руху машини в напрямку v_m (рис. 5.3, а) носок клина проникає між стеблами і розсовує їх. Найгіршою умовою слід вважати збіг площини стояння стебел з осьовою лінією подільника. При цьому стебла під дією клина носка зміщуються на кут γ убік і у міру руху вперед нахилиються на кут β . Таке розділення стеблостою може відбуватися, якщо немає переплутаних стебел і кут $\beta > 15^\circ$. При $\beta \geq 15^\circ$ одиноке стебло може зламатися, що призведе до втрати врожаю.

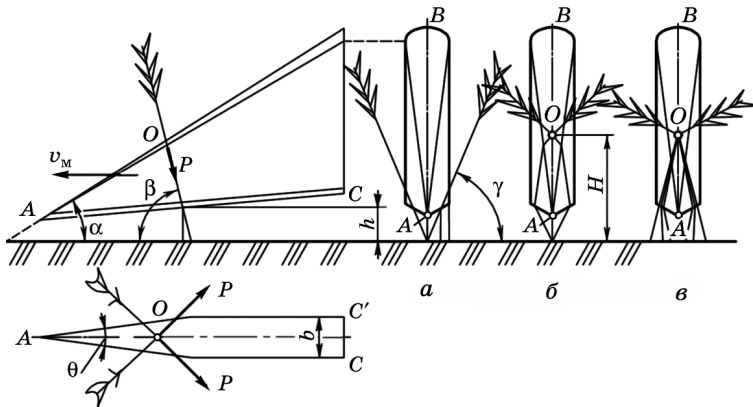


Рис. 5.3. Взаємодія пасивного подільника зі стеблами:

a — непереплутаними, що розміщуються в площині, яка збігається з осью ліній подільника; *б* — переплутаними, що розміщуються в площині, яка збігається з осью ліній подільника; *в* — переплутаними, що не розміщуються в площинах, які не збігаються з осью ліній подільника

Інший процес відбувається під час розділення переплутаних стебел чи стеблової маси (рис. 5.3, б, в). Характерно, що стебла переплутуються не у кореневій частині, а на певній висоті H . У цьому разі подільник своїм носком A спочатку легко проникає в стеблостій і, діючи кромками AC і AC' підшви, розсовує його. Проте стебла не відхиляються, а охоплюють корпус подільника. У міру руху подільника вперед вузол O переплутаних стебел, спираючись на кромку AB , намагається зміститися по ньому вгору, дедалі більше затягуючись під дією сил P , що напрямлені вниз уздовж стебел.

Сили P , намагаючись витягнути стебла із вузла O , сприяють їх розділенню. Одночасно вони розтягують стебла, намагаючись розірвати їх або висмикнути з ґрунту.

Максимальне значення кута θ залежить від допустимої ширини b підшви подільника. При широкій підшві подільник підминає стебла, що призводить до втрат не зрізаним колосом, трав'яною масою або невибраними стеблами льону. При цьому, якщо подільник установлюють на великій відстані h від поверхні поля, а стебла, що збираються, допускають значне відхилення до втрати ними пружних властивостей, то підшва може бути ширшою. В умовах середньо- і важкороздільної стеблової маси слід застосовувати подільник з вузькою підшвою. Проте створити міцну конструкцію такого подільника досить важко.

Для нормальної роботи подільника вузол O стебел має проковзувати вгору по кромці AB , зберігаючи сталим кут β . Тому кут α нахилу цієї кромки до горизонту беруть $30...35^\circ$.

Винос подільника відносно різального апарата вибирають мінімальним, щоб не знижувалась маневреність збирального апарата, але достатнім, щоб процес розділення стебел закінчувався до початку їх зрізування. Винос залежить від довжини рослин, ступеня їх переплутаності, кутів α і θ подільника, напрямку руху машини відносно полеглих стебел тощо. Як правило, цей параметр вибирають експериментально залежно від призначення збиральної машини.

Стан робочих поверхонь пасивного подільника також істотно впливає на якість його роботи. Тому такі поверхні виконують гладенькими, що запобігає накопиченню стеблової маси на подільнику.

Напівактивні й активні подільники застосовують тоді, коли пасивні подільники нероботоздатні, що характерно для важких умов збирання кормових культур, хлібів тощо. Схеми таких подільників показано на рис. 5.4.

Напівактивний подільник застосовують для розділення переплутаних стебел у кормозбиральних комбайнах. Корпус 2 (рис. 5.4, а) такого подільника, діючи на смугу стебел, що дорівнює ширині корпусу, розділяє їх так само, як і пасивний клиновий подільник. Диск 1, жорстко закріплений на валу мотовила, обертаючись, розрізує переплутані стебла.

Активні подільники бувають двох типів: різальні, фронтальна кромка яких обладнана різальним апаратом; активно-роздільні, фронтальна кромка яких обладнана органом, що переміщує переплутаний вузол вгору по кромці, розтягуючи і розриваючи його.

Активний подільник із двоножовим різальним апаратом (з одним рухомим ножем) (рис. 5.4, б) застосовують на валкових жатках і силосозбиральних комбайнах. Застосування таких подільників дає можливість нахилити його кромку під великим кутом (до 65°), що значно зменшує його винос. Ніж приводиться в рух кривошипно-шатунним механізмом з лінійною швидкістю 1,5...2,5 м/с.

Маятниковий подільник (рис. 5.4, в) розділяє стебла, розриваючи або перерізаючи їх. При обертанні мотовила ніж здійснює коливальний рух. Довжину подільника можна регулювати перестановкою ножа вздовж робочого органа.

Шнекові подільники виконують у вигляді циліндра (діаметром 160...200 мм) або зрізаного конуса (діаметрами 70...90 і 180...220 мм) з невисоким (35...40 мм) одноходовим витком (рис. 5.4, з). Крок витка 450...500 мм. Лінійна швидкість циліндричного подільника по зовнішній кромці витка 2,2...2,6 м/с, а конусного в нижній частині 1,6...2,2 м/с, у верхній — 3,2...4,5 м/с. Кут нахилу подільника до горизонту $45...70^\circ$.

У нижній частині шнекового подільника встановлюють пасивний подільник у вигляді гострого тригранного клина 8.

Ланцюговий, або пасовий, подільник виконаний у вигляді нескінченного ланцюга (рис. 5.4, д) або паса з ланками чи кулачками.

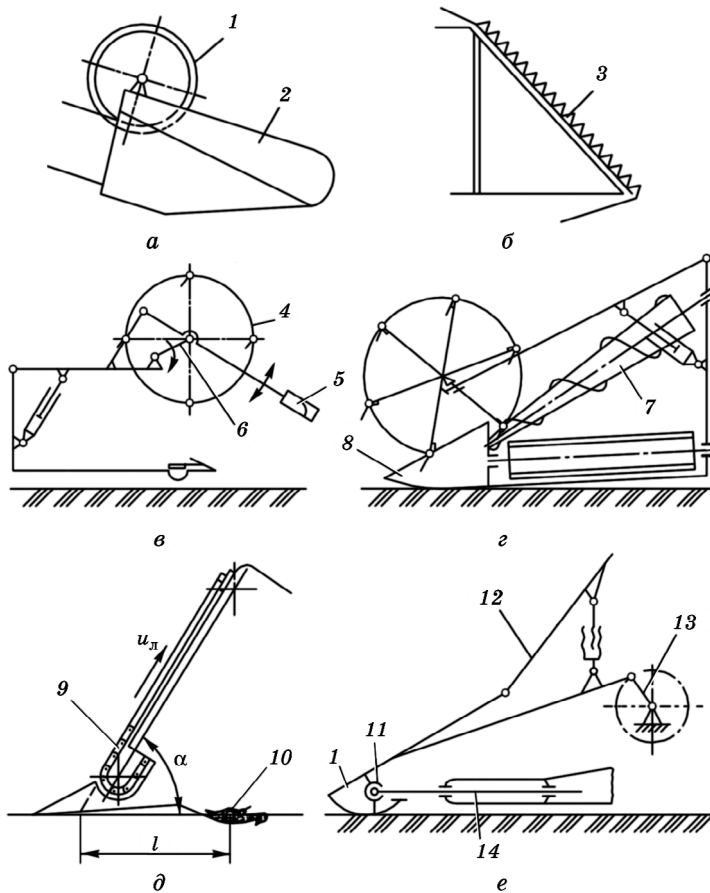


Рис. 5.4. Схеми напівактивних і активних подільників:

а — напівактивний; *б* — активний ножовий; *в* — маятниковий; *г* — шнековий; *д* — ланцюговий; *е* — комбінований; 1 — диск; 2 — корпус; 3 — різальний апарат; 4 — мотило; 5 — ніж; 6 — кривошип; 7 — шнек; 8 — клин; 9 — ланцюг; 10 — різальний апарат; 11 — перший каскад; 12 — другий каскад; 13 — кривошипно-шатульний механізм

Вони переміщують переплутаний вузол стебел вгору по кромці, розтягуючи і розриваючи його так само, як і шнекові подільники.

Режим роботи активного подільника має бути таким, щоб його фронтальна кромка не накопичувала стебла, а активний орган (шнек, ланцюг, пас) діяв на них з малим імпульсом.

Для виконання цієї умови потрібно, щоб горизонтальна складова швидкості $u_{ст}$ переміщення переплутаних стебел дорівнювала

швидкості v_M машини, тобто

$$u_{CT} \cos \alpha = v_M, \quad (5.1)$$

де α — кут нахилу фронтальної кромки подільника до горизонту.

Під час переміщення стебел по робочій кромці подільника вони проковзують. Отже, швидкість ланцюга

$$u_{П} = \frac{v_M}{K \cos \alpha}, \quad (5.2)$$

де $K = 0,90 \dots 0,95$ — коефіцієнт ковзання.

Швидкість осьового переміщення стебел (вузла) по кромці шнекового подільника визначають за залежністю

$$u_{Ш} = \frac{nt}{K}, \quad (5.3)$$

де n — частота обертання шнека; t — крок витків шнека.

Шнековий подільник працює за умови

$$\frac{nt}{K} = \frac{v_M}{\cos \alpha}. \quad (5.4)$$

Комбінований подільник (рис. 5.4, е) працює за принципом підкидання стеблової маси у вертикальному напрямку. Під час підкидання порушується зв'язок між стеблами, завдяки чому вони легко розділяються. Крім цього, на них перестає діяти сила тертя, а це сприяє підніманню їх угору по фронтальній кромці подільника. Гострий кут ($20 \dots 30^\circ$) біля носка подільника (на першому каскаді) дає йому змогу проникати в стеблостій знизу і розділяти його. На верхньому каскаді, встановленому під кутом $45 \dots 60^\circ$ до горизонту, порушуються міцніші зв'язки.

У такому подільнику передбачено регулювання кутів нахилу нижнього і верхнього каскадів, частоти і амплітуди коливання їх. Якщо стеблостій легко розділяється, привід каскадів подільника вимикають, і він виконує функцію пасивного подільника.

5.1.2. Основи теорії, призначення, типи і застосування стеблепідіймачів та гичкопідіймачів

Стеблепідіймачі встановлюють на різальних апаратах жаток для збирання полеглих зернових колосових, бобових, риса, соняшнику та інших культур. Вони піднімають рослинну масу над різальним апаратом і вводять її в зону дії мотовила. У бурякозбиральних машинах використовують гичкопідіймачі, які піднімають полеглу гичку і утворюють пучок.

За конструкцією стебле- і гичкопідіймачі поділяють на пасивні й активні.

Пасивні стеблепідіймачі бувають жорсткі, шарнірні та шарнірно-телескопічні.

Жорсткий стеблепідіймач кріплять на палець 3 (рис. 5.5, а) різального апарата без зазору. У разі зіткнення корпусу 1 з нерівностями поля він відхиляється у вертикальній площині лише завдяки пружності самого корпусу, що призводить до втрат зерна незрізаним колосом.

Шарнірний стеблепідіймач (рис. 5.5, б) допускає менші втрати врожаю, оскільки він може незалежно від жатки копіювати рельєф поля, чому сприяє циліндрична пружина 5.

Шарнірно-телескопічний стеблепідіймач (рис. 5.5, в), як і шарнірний, може автономно копіювати рельєф поля. Він має рухомий шток 10, розміщений у корпусі 9, який шарнірно приєднано до тримача 13. Носок 11 штока плоскою пружиною 12 притискується до землі.

Шарнірні та шарнірно-телескопічні стеблепідіймачі використовують на жатках для збирання зернових колосових і бобових культур. Вони задовільно працюють на щільних ґрун-

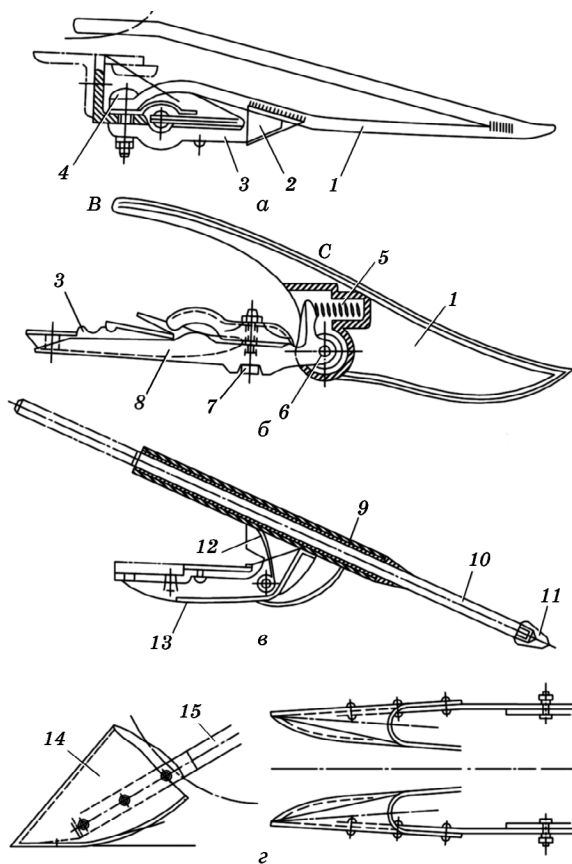


Рис. 5.5. Схеми пасивних стеблепідіймачів і гичкопідіймача:

а — жорсткого; б — шарнірного; в — шарнірно-телескопічного; 2 — жорсткого гичкопідіймача; 1 і 9 — корпуси; 2 — ковпачок; 3 — палець різального апарата; 4 і 7 — болти; 5 і 12 — пружини; 6 — вісь; 8 — кронштейн; 10 — шток; 11 — носок; 13 — тримач; 14 — обтікач; 15 — держак

тах, але на ґрунтах пухких і високої вологості недостатньо копіюють нерівності поля.

Пасивний гичкопідіймач (рис. 5.5, з) має форму конічного обтікача 14, жорстко закріпленого на держачу 15. Лобову частину обтікача розміщено під кутом до горизонту, що сприяє кращому підніманню гички і формуванню її в пучок.

Активний стеблепідіймач піднімає стебла пальцями з примусовим рухом. Його встановлюють на жатках для збирання полеглих культур. Він виконаний у вигляді барабана 1 (рис. 5.6, а), який обертається навколо осі 3. Крізь шарнірні вічка барабана пропущені пальці 2, які можуть повертатися навколо осі 4, ексцентрично жорстко розміщеної відносно осі цього барабана. Під час обертання барабана пальці, по чергово виходячи із барабана, піднімають стебла і після зрізування, ховаючись у середину барабана, передають їх на транспортувальні пристрої.

Активний гичкопідіймач (рис. 5.6, б) має вигляд гнучких лопатей 5, які обертаються навколо осі 6. Вони розміщені під кутом до горизонтальної площини і лінії рядка. Обертаючись, лопаті діють на гичку як уздовж, так і впоперек рядка, завдяки чому піднімають її і підводять до іншого робочого органа.

Переваги активних стебле- і гичкопідіймачів порівняно з пасивними полягають у тому, що вони краще копіюють нерівності поля і не тільки піднімають полегли стебла, а й спрямовують їх на транспортувальні пристрої.

Недоліками барабаних стеблепідіймачів з пальцями, що ховаються, є обчисування бобів, обмолот зерна та незабезпечення піднімання всіх полеглих стебел.

Аналіз конструкцій машин засвідчує, що на збиральних машинах найширше застосовують пасивні стебле- і гичкопідіймачі.

На основі теоретичних і експериментальних досліджень можна дійти таких висновків.

Стебла мають переміщуватися по робочій поверхні стеблепідіймачів із ковзанням. Такий процес може відбуватися за умови

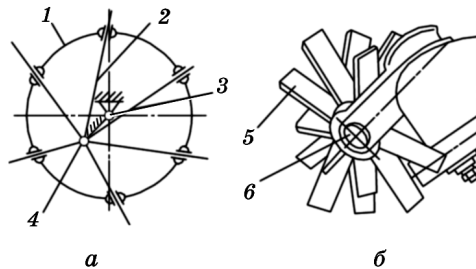


Рис. 5.6. Схеми активних стеблепідіймача (а) і гичкопідіймача (б):

1 — барабан; 2 — палець; 3 — вісь барабана;
4 — вісь пальців; 5 — лопать; 6 — вісь лопатевого барабана

$$\frac{\pi}{2} - \alpha > \varphi, \quad (5.5)$$

де α — кут установлення фронтальної кромки пасивного стеблепідіймача до горизонту; φ — кут тертя стебла об кромку стеблепідіймача.

Довжина стебла, на яку діє поверхня стеблепідіймача при переміщенні її на одну й ту саму відстань, збільшується зі збільшенням кутів α і φ . Унаслідок цього більша кількість стебел накопичується на робочій поверхні. При цьому поверхня забивається і розділення переплутаних стебел погіршується.

Зі збільшенням виносу носка стеблепідіймача відносно різального апарата і кута α встановлювальну висоту зрізу різального апарата потрібно зменшувати. Невиконання цієї умови призведе до зрізування стебел у зоні розміщення бобів, волоті чи колоса.

5.2. Мотовила

5.2.1. Призначення, типи і застосування мотопил

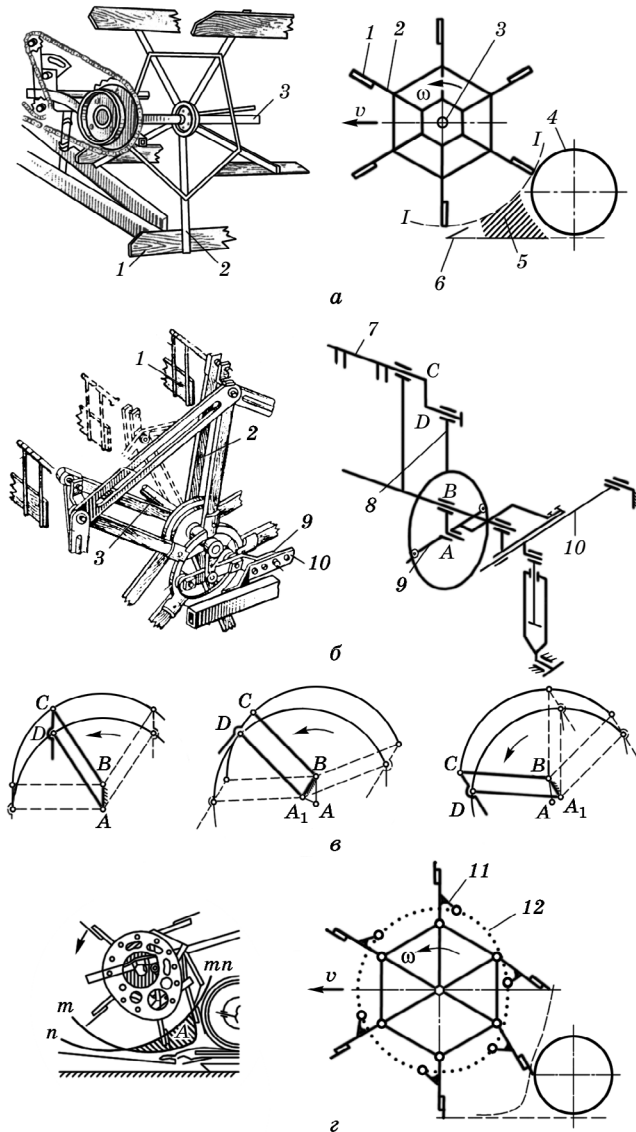
Мотовило як робочий орган жатки відоме з 1822 р. Ним обладнують валкові жатки, жатки зернозбиральних комбайнів, жатки для збирання трав і грубостеблових культур кормозбиральних комбайнів. Воно призначене для відокремлення певної смуги хлібостою (травостою) по ширині захвату жатки, підведення її до різального апарата, підтримування під час зрізування, укладання зрізаної маси на транспортувальний пристрій чи стерню та очищення різального апарата.

За будовою і принципом дії мотовила поділяють на: звичайні (жорсткопланчасті радіальні, рис. 5.7, *а*), універсальні (паралелограмні, ексцентрикові, рис. 5.7, *б*) та копіювальні (рис. 5.7, *в*).

Звичайне мотовило (рис. 5.7, *а*) складається із вала 3, до якого жорстко прикріплено промені 2, а до них — лопаті 1. Під час обертання вала лопаті здійснюють обертальний рух, по чергово входять у хлібну (трав'яну) масу і відокремлюють смугу стебел (рис. 5.8, *а*). Таке положення лопатей правильне для збирання прямостоячого хлібостою. Якщо при збиранні полеглих хлібів лопаті встановлено вертикально або з нахилом уперед (рис. 5.8, *б*), то вони не підводять стебла до різального апарата, а притискують їх до землі. У цьому разі лопаті бажано встановлювати з нахилом назад (рис. 5.8, *в*). Зміна кута нахилу лопатей залежно від стану хлібостою на такому типі мотовила зумовлює певні труднощі. Ось чому звичайні мотовила застосовують лише при збиранні прямостоячого стеблостою, що виправдано, адже такі мотовила прості за будовою і мають порівняно невелику масу.

Рис. 5.7. Мотовила:

a — звичайне; *б* — універсальне; *в* — розміщення повідця універсального мотовила у вертикальному, лівому і правому положеннях; *г* — копіювальне; *1* — лопать; *2* — промінь; *3* — вал; *4* — шнек; *5* і *A* — «мертві зони»; *6* — різальний апарат; *7* — граблина; *8* — промінь обойми ексцентрикового механізму; *9* — роликовий брус; *10* — кронштейн підтримки мотовила; *11* — повідець лопаті; *12* — бігова доріжка; *1-1* і *n-n* — траєкторії кінцевої точки лопаті звичайного мотовила; *m-m* — траєкторія кінцевої точки лопаті копіювального мотовила



Універсальне мотовило також складається з вала *3* (рис. 5.7, б), до якого жорстко прикріплено промені *2*. Лопаті *1* жорстко прикріплено до граблін *7*, які шарнірно з'єднані з променями. Грабліни мають кривошипи *CD*, які шарнірно з'єднані з променями *8* обойми

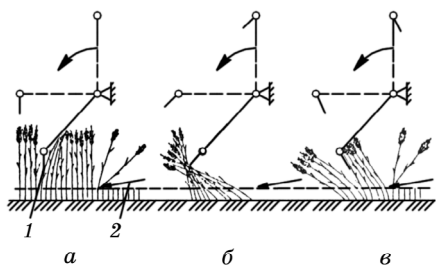


Рис. 5.8. Схема роботи мотовила при збиранні стеблостою:

а — прямостоячого; б, в — полеглого;
1 — лопать; 2 — різальний апарат

лом уперед, при зміщенні назад — з нахилом назад. Це досягається зміщенням роликів бруса 9 (рис. 5.7, б) по отворах у кронштейні 10 або автоматично за допомогою копіра при підніманні чи опусканні мотовила.

Універсальне мотовило називають ще мотовилом О.А. Клія, яке застосовували на жатках причіпних комбайнів типу С-6. Таке мотовило за будовою складніше і має більшу масу порівняно зі звичайним (радіальним), але воно стійко виконує технологічний процес як на прямостоячому, так і на полеглому стеблостої. Тому його широко застосовують на жатках для збирання хлібів.

Як звичайне, так і універсальне мотовило незадовільно працюють на короткостебловому (менше ніж 40 см) і зрідженому (менш як 500 шт. на 1 м²) стеблостоях. Річ у тім, що кінці планок мотовила, обертаючись по траєкторії I-I (див. рис. 5.7, а), розміщуються на великій відстані від різального апарата 6 і не знімають з нього зрізаних стебел, унаслідок чого вони падають на землю. Крім цього, між траєкторією I-I і шнеком 4 утворюється так звана «мертва зона» 5, в якій накопичується зрізана маса. Це призводить до нерівномірності подачі, а в цілому до пульсуючого навантаження на робочі органи збиральної машини. Ось чому виникла потреба у пошуках нового типу мотовила — копіювального.

Копіювальне мотовило має лопаті, які шарнірно прикріплено до променів, а їхні повідці 11 (рис. 5.7, з) рухаються по спеціальній біговій доріжці 12, в результаті чого усувається «мертва зона». Таким мотовилом обладнують жатки для збирання низькорослих зернових культур, а також жатки для збирання трав.

ексцентрикового механізму. Довжина АВ повідця цього механізму дорівнює довжині кривошипа. Завдяки такій конструкції мотовила утворюється паралелограмний механізм ABCD (рис. 5.7, в), що дає змогу лопатям (пальцям граблин) зберігати сталим, попередньо встановленим кут нахилу при обертанні вала мотовила і змінювати його залежно від стану хлібостою, зміщуючи повідець АВ. При вертикальному розміщенні повідця граблини входять у стеблостій вертикально, при зміщенні вперед — з нахилом

5.2.2. Основи теорії та розрахунку мотовил

Траєкторія абсолютного руху точки лопаті звичайного мотовила. Маємо мотовило радіусом R , кутову швидкість його ω та швидкість машини v_M (рис. 5.9).

Вибираємо систему координат xOy . Розглянемо рух точки A . Нехай за певний час t точка A переміститься в точку A_1 при обертальному русі, тобто промінь OA повернеться на кут $\varphi = \omega t$. За цей самий час вал мотовила за рахунок швидкості машини зміститься на відстань OO_1 , тобто $OO_1 = v_M t$. Тому і точка A_1 зміститься в напрямку осі x на таку саму відстань $v_M t$, тобто в точку A_2 . Тоді траєкторія точки A в абсолютному русі визначиться лінією AA_2 .

Переміщення точки A в напрямку осі x опишемо рівнянням

$$x_A = x + v_M t = R \cos \omega t + v_M t, \quad (5.6)$$

а в напрямку осі y —

$$y = R \sin \omega t. \quad (5.7)$$

Рівняння (5.6) і (5.7) описують траєкторію руху будь-якої точки лопаті мотовила.

Знаючи значення R , ω , v_M і кут повороту φ , наприклад

$\varphi = \omega t = 60^\circ = \frac{\pi}{3}$, можна визначити координати x_A і y_A , а саме:

$$x_A = R \cos \frac{\pi}{3} + v_M \frac{\pi}{3\omega};$$

$$y_A = R \sin \frac{\pi}{3}.$$

Задавши значенням φ , через певні проміжки можна аналітично визначити координати при певному куті повороту.

У результаті підрахунків і при колівій швидкості u мотовила, більшій від швидкості v_M , траєкторія матиме вигляд видовженої циклоїди за один оберт мотовила (рис. 5.10).

Дотична у будь-якій точці цієї траєкторії визначить напрямок абсолютної швидкості u_a точки лопаті.

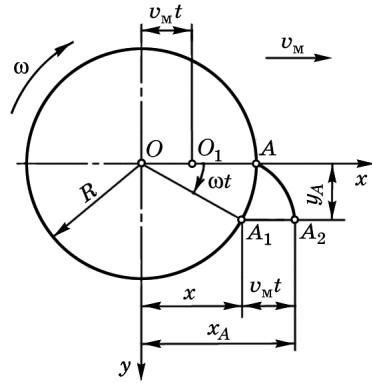


Рис. 5.9. До побудови траєкторії точки лопаті мотовила

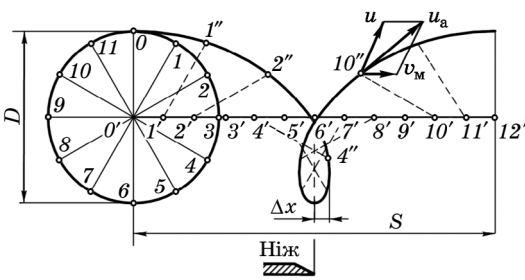


Рис. 5.10. Траекторія абсолютного руху точки лопаті мотовила

Таку траекторію можна побудувати також графічним способом. Для цього коло діаметром, який дорівнює діаметру D мотовила (див. рис. 5.10), поділяють на кілька рівних між собою частин, наприклад на 12. На таку саму кількість частин поділяють і відстань S . Із точок поділу S — $1'$, $2'$, $3'$ і т.д. — проводять

промені $1' - 1''$, $2' - 2''$, $3' - 3''$ і т.д. паралельно променям $0' - 1$, $0' - 2$, $0' - 3$ і т.д., довжина яких дорівнює радіусу $R = D/2$ мотовила. Точки $1''$, $2''$, $3''$ і т.д. і визначають форму траекторії.

Відстань S — це шлях, який проходить машина за час t одного оберту мотовила, тобто

$$S = v_M t. \quad (5.8)$$

Оскільки $t = \frac{60}{n}$, або $t = \frac{2\pi}{\omega}$, де n — частота обертання мотовила,

об/хв; ω — кутова швидкість мотовила, $\left(\omega = \frac{\pi n}{30}\right)$, s^{-1} , то

$$S = v_M \frac{60}{n} = v_M \frac{2\pi}{\omega} = v_M \frac{2\pi R}{u} = \frac{2\pi R}{\lambda}, \quad (5.9)$$

де $u = \omega R$; $\lambda = \frac{u}{v_M}$.

Кінематичний режим роботи мотовила — це співвідношення колової швидкості u мотовила до швидкості машини v_M :

$$\lambda = \frac{u}{v_M}. \quad (5.10)$$

У реальних умовах $\lambda = 1, 2 \dots 1, 8$. Неправильно вибраний λ під час експлуатації збиральних машин призводить до того, що мотовило відштовхує стебла від різального апарата ($\lambda < 1$) або не бере участі в технологічному процесі ($\lambda = 1$). При збільшенні λ ширина B петлі траекторії також збільшується (рис. 5.11), а отже, збільшується ширина смуги стебел, що підводиться до різального апарата.

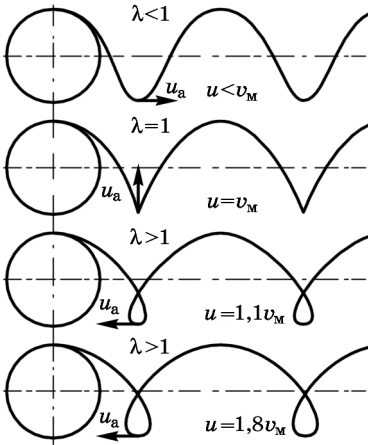


Рис. 5.11. Траєкторії абсолютного руху точки лопаті мотопила при різних значеннях кінематичного режиму

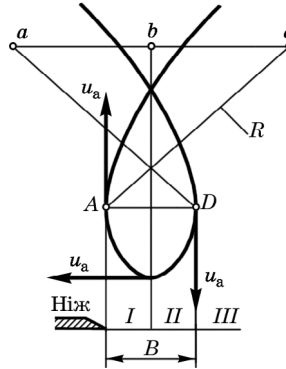


Рис. 5.12. Можливе розміщення ножа відносно траєкторії абсолютного руху точки лопаті мотопила

Колова швидкість мотопила. Смуга стебел, що підводиться до різального апарата, може дорівнювати ширині B (рис. 5.12) петлі, коли ніж перебуває в положенні I , а вал мотопила — в положенні c , і $B/2$, коли ніж — у положенні II , а вал — у положенні b . Стебла не підводяться, якщо ніж буде в положенні III , а вал — у положенні a .

Отже, чим більша ширина петлі, тим більша ширина смуги стебел підводиться до різального апарата. Із рис. 5.11 видно, що ширина петлі збільшується при збільшенні λ , тобто колової швидкості u мотопила ($u = 1,8v_M$). Зменшувати швидкість машини не бажано заради збільшення λ , оскільки це призведе до зменшення продуктивності збирального агрегату.

Таким чином, з метою поліпшення ефективності роботи мотопила доцільно збільшувати його колову швидкість, але в певних межах, адже може виникнути ймовірність вимолоту зерна із колоса.

Розглянемо це на прикладі.

Із практики відомо, що обмолот зерна із колоса починається при витраті енергії $W = 0,02 \text{ Н см}$, а

$$W = \frac{mu^2}{2}, \quad (5.11)$$

де m — маса зернини; u — колова швидкість мотопила (беремо колову u , а не абсолютну u_a швидкість, оскільки u може бути більшою, ніж u_a залежно від кута повороту мотопила).

Оскільки

$$m = \frac{G}{g},$$

де G — вага зернини, H ($G = 4 \cdot 10^{-4}$ Н для пшениці); $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с^2 , то

$$u = \sqrt{\frac{2W}{m}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-7}}} \approx 3 \text{ м/с}.$$

Отже, розрахунки свідчать, що колову швидкість мотовила треба брати не більше ніж 3 м/с.

У конструкціях мотовил жаток зернозбиральних комбайнів «Нива», «Колос» та «Дон» така умова, як правило, виконується. Так, діаметр мотовил становить 1160...1200 мм, а частота обертання — 15...52 об/хв, що відповідає $u = 0,91...3,26$ м/с.

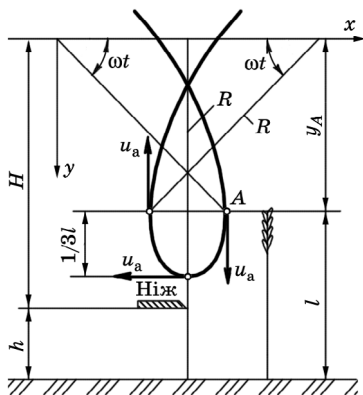


Рис. 5.13. До визначення висоти установлення вала мотовила і його радіуса

Висота установлення вала мотовила над різальним апаратом. Лопать мотовила має входити у хлібстій тоді, коли проекція абсолютної швидкості u_a та її точки A на вісь x дорівнюватиме нулю, тобто u_a буде направлена вертикально вниз (рис. 5.13). У цьому разі усувається відштовхування смуги стебел від різального апарата і удар лопаті по колосу в момент входження в хлібну масу.

Рівняння руху точки лопаті в напрямку осі x відомо (5.6):

$$x_A = R \cos \omega t + v_M t.$$

Перша похідна від переміщення x_A , тобто абсолютна швидкість у напрямку осі x становить

$$\dot{x}_A = -R \omega \sin \omega t + v_M. \quad (5.12)$$

Оскільки $\dot{x}_A = 0$, то з рівняння (5.12) матимемо

$$\sin \omega t = \frac{v_M}{\omega R} = \frac{1}{\lambda}, \quad (5.13)$$

де $\omega R = u$ — колова швидкість точки лопаті; $\lambda = \frac{u}{v_M}$ — кінематичний режим роботи.

Рівняння руху точки лопаті в напрямку осі y також відомо (5.7):

$$y_A = R \sin \omega t.$$

Беручи до уваги рівняння (5.13), отримаємо

$$y_A = R \frac{1}{\lambda}. \quad (5.14)$$

Із рис. 5.13 видно, що висота H установалення вала мотовила дорівнюватиме

$$H + h = l + y_A,$$

де h — висота установалення ножа; l — довжина стебла.

Ураховуючи рівняння (5.14), можна записати:

$$H = l - h + R \frac{v_M}{u}. \quad (5.15)$$

Із рівняння (5.15) видно, що висота установалення мотовила залежить не тільки від l , h , R , а й від кінематичного режиму роботи мотовила.

Радіус мотовила. Лопать має діяти на стебло вище від центра його маси, якщо вона перебуває в крайньому нижньому положенні, щоб унеможливити перекидання стебла через лопать уперед. Центр маси стебла зернових культур, як правило, розміщується на висоті $1/3 l$ від верхівки колоса (волоті).

Отже, згідно з рис. 5.13 нормальна робота мотовила зумовлюється рівнянням

$$H + h > \frac{2}{3} l_{\max} + R, \quad (5.16)$$

де l_{\max} — максимальна довжина стебла.

Підставивши значення H із рівняння (5.15) у рівняння (5.16), дістанемо

$$R < \frac{ul_{\max}}{3(u - v_M)}. \quad (5.17)$$

Проте радіус мотовила має бути меншим, ніж найменша висота розміщення вала над різальним апаратом, тобто

$$R < H_{\min} = l_{\min} - h_{\max} + R \frac{v_M}{u},$$

або

$$R < \frac{u(l_{\min} - h_{\max})}{u - v_M}. \quad (5.18)$$

Таким чином, радіус мотовила визначається найменшим значенням, обчисленим за залежностями (5.17) і (5.18).

Радіус мотовила жаток вітчизняних і зарубіжних зернозбиральних комбайнів становить $R = 535 \dots 600$ мм, мінімальна висота розміщення вала над різальним апаратом — $H_{\min} = 640 \dots 950$ мм, максимальна $H_{\max} = 1060 \dots 1500$ мм.

У жатках кормозбиральних комбайнів для збирання високостеблових культур, наприклад кукурудзи, $R = 900 \dots 1400$ мм (причому може регулюватися), а $H_{\max} = 4600$ мм.

Ступінь дії мотовила на стеблову масу. За один оберт мотовила на стеблостій послідовно діятимуть усі його Z лопатей (рис. 5.14), у цьому разі $Z = 6$. Відстань між петлями траєкторій суміжних планок називають *кроком мотовила*. Згідно з рівнянням (5.9) він становить

$$S_Z = \frac{2\pi R}{Z\lambda} = \frac{S}{Z}. \quad (5.19)$$

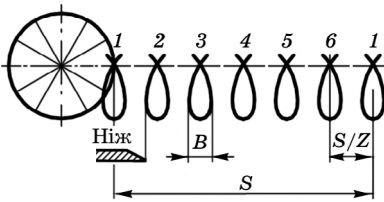


Рис. 5.14. До визначення ступеня дії мотовила на хлібну масу

Якщо крок дорівнює ширині петлі, тобто $S/Z = B$, а ніж розміщується відносно траєкторії, як показано на рис. 5.14, то всі стебла на шляху S підводяться до різального апарата. Якщо траєкторії (петлі) не стикаються між собою (див. рис. 5.14), то лише певна частина стебел підводитиметься до різального апарата, що характеризується параметром, який називають ступенем дії η мотовила на стеблову масу, тобто

$$\eta = B/S_Z = BZ/S. \quad (5.20)$$

Ширину петлі можна визначити з таких міркувань. Із рис. 5.15 видно, що

$$B = x_1 - x_2, \quad (5.21)$$

де (див. залежність (5.6)) $x_1 = R \cos \omega t_1 + v_M t_1$, $x_2 = R \cos(\pi - \omega t_1) + v_M t_2$.

Тоді

$$B = v_M t_1 - v_M t_2 + 2R \cos \omega t_1. \quad (5.22)$$

Беручи до уваги співвідношення

$$\frac{v_M t_1}{S} = \frac{\omega t_1}{2\pi}; \quad \frac{v_M t_2}{S} = \frac{\pi - \omega t_1}{2\pi},$$

а також те, що $\sin \omega t = \frac{v_M}{u}$ (див. залежність 5.13)), $S = 2\pi R \frac{v_M}{u}$ (див. залежність (5.9)), замінивши косинус синусом і виразивши кути через обернені тригонометричні функції, отримаємо

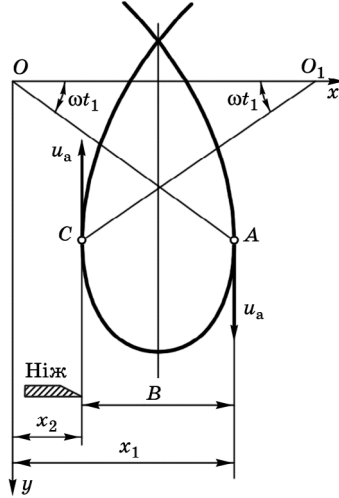


Рис. 5.15. До визначення ширини петлі траєкторії

$$B = 2R \frac{v_M}{u} \left(\arcsin \frac{v_M}{u} - \frac{\pi}{2} \right) + 2R \sqrt{1 - \left(\frac{v_M}{u} \right)^2}. \quad (5.23)$$

Підставивши значення B у залежність (5.20), матимемо

$$\eta = \frac{Z}{\pi} \left(\arcsin \frac{1}{\lambda} - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right). \quad (5.24)$$

Нагадаємо, що залежність (5.24) дійсна для випадку, коли точка C (рис. 5.15) траєкторії і ніж розміщуються на одній і тій самій вертикальній лінії, а вал мотвила винесений вперед у точку O_1 .

Для випадку, коли вал мотвила (точка B') і ніж знаходяться на одній вертикальній лінії (рис. 5.10), смуга стебел, що підводиться до різального апарата дорівнюватиме половині ширини петлі й тому ступінь дії буде вдвічі менший, тобто

$$\eta = \frac{Z}{2\pi} \left(\arcsin \frac{1}{\lambda} - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right). \quad (5.25)$$

Ступінь дії мотвила можна визначити також графоаналітичним способом. Для цього потрібно побудувати траєкторію абсолютного руху точки лопаті (див. рис. 5.10), заміряти S і ширину смуги стебел,

що підводиться до різального апарата (у цьому разі $\Delta x = B/2$), і обчислити η за залежністю

$$\eta = \frac{Z\Delta x}{S}. \tag{5.26}$$

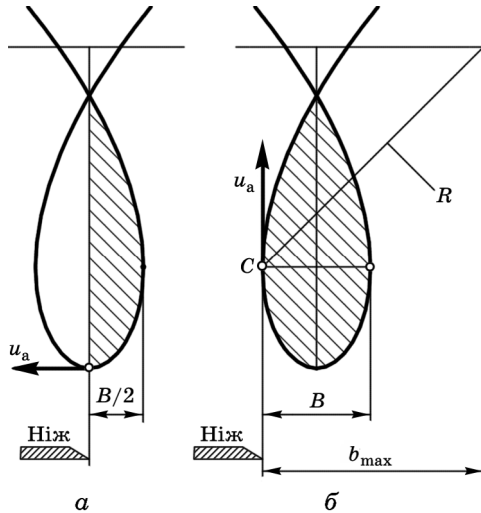
Щоб проаналізувати, як впливає кінематичний режим роботи мотвила на ступінь його дії, доцільно скористатися аналітичними залежностями (5.24) і (5.25).

Так, при кінематичному режимі роботи $\lambda = \frac{u}{v_m} = 1$ ступінь дії (див. (5.24))

$$\eta = \frac{Z}{\pi} \left(\arcsin \frac{1}{1} - \frac{\pi}{2} + \sqrt{1^2 - 1} \right) = \frac{Z}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{2} + 0 \right) = 0,$$

тобто мотвило не бере участі в технологічному процесі.

Винос мотвила. Якщо різальний апарат розмістити на одній вертикалі з валом мотвила (рис. 5.16, а), то укладання зрізаного



стеблостою на конвеєр буде задовільним, оскільки абсолютна швидкість лопаті напрямлена в протилежному напрямку до швидкості машини. Проте ступінь дії мотвила буде незначним, оскільки половина ширини пеглі бере участь у процесі.

Якщо ніж розмістити на одній вертикалі з точкою С траєкторії (рис. 5.16, б), то укладання зрізаної маси на конвеєр буде незадовільним, проте ступінь дії мотвила буде вдвічі більший. При цьому винос b_{max} вала мотвила відносно різального апарата максимальний.

Рис. 5.16. Розміщення ножа на одній вертикалі з валом мотвила (а) і при максимальному виносі вала (б)

Щоб задовольнити умови оптимального укладання маси і ступеня дії, ніж потрібно розміщувати на вертикалі з точкою траєкторії, яка лежить у

проміжку між точками А і С (рис. 5.17).

Вважають, що такою точкою може бути точка B , в якій дотична до траєкторії (напрямок абсолютної швидкості u_a мотівила) утворює з напрямком переміщення вала мотівила (горизонтом) кут 45° .

Тоді оптимальний винос b вала мотівила (див. рис. 5.17) можна визначити за формулою

$$b = R \sin \alpha, \quad (5.27)$$

де R — радіус мотівила; α — кут між напрямком колової швидкості u мотівила і горизонтом.

Синус кута α визначають за теоремою синусів, виходячи із трикутника швидкостей, а саме:

$$\frac{v_M}{\sin(45^\circ - \alpha)} = \frac{u}{\sin 135^\circ}. \quad (5.28)$$

Розклавши синус різниці і суми кутів, отримаємо

$$\frac{v_M}{u} = \cos \alpha - \sin \alpha. \quad (5.29)$$

Після перетворень, тобто

$$\left(\frac{v_M}{u}\right)^2 = (\cos \alpha - \sin \alpha)^2;$$

$$2 \cos \alpha \sin \alpha = \sin 2\alpha,$$

отримаємо

$$\sin 2\alpha = 1 - \left(\frac{v_M}{u}\right)^2 = 1 - \frac{1}{\lambda^2}, \quad (5.30)$$

або

$$\alpha = \frac{\arcsin\left(1 - \frac{1}{\lambda^2}\right)}{2}. \quad (5.31)$$

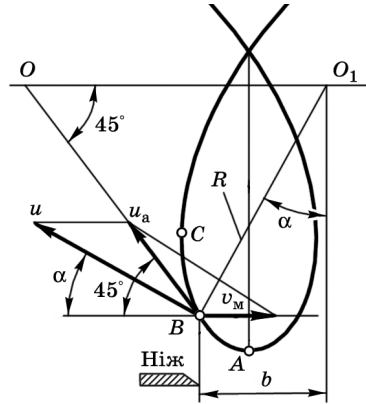


Рис. 5.17. До визначення оптимального винусу вала мотівила

Підставивши значення α із залежності (5.31) у залежність (5.27), визначимо оптимальний винос мотовила.

У жатках зернозбиральних комбайнів вітчизняного та зарубіжно-го виробництва кількість планок $Z = 5; 6$, винос $b_{\min} = 125...380$ мм, $b_{\max} = 400...700$ мм.

Потужність на привід мотовила складається із потужності на холостий хід $N_{x.x}$ і на підведення смуги стебел до різального апарата N_{Π} , тобто

$$N = N_{x.x} + N_{\Pi}; \quad (5.32)$$

$$N_{x.x} = M_{кр} \omega, \quad (5.33)$$

де $M_{кр}$ — крутний момент на валу мотовила; ω — кутова швидкість мотовила;

$$M_{кр} = G \frac{d}{2} f, \quad (5.34)$$

де G — сила ваги мотовила; d — діаметр мотовила; f — коефіцієнт тертя вала;

$$N_{\Pi} = \eta \frac{m u^2}{2}, \quad (5.35)$$

де η — ступінь дії мотовила на хлібну масу; m — масова подача хлібної маси за одиницю часу; u — колова швидкість мотовила;

$$m = \frac{q}{g}, \quad (5.36)$$

де q — подача хлібної маси до шнека жатки за одиницю часу; g — прискорення вільного падіння;

$$q = QBv_M, \quad (5.37)$$

де Q — врожайність хлібної маси; B — ширина жатки; v_M — швидкість машини.

Підставивши значення $N_{x.x}$ та N_{Π} у залежність (5.32), остаточно отримаємо

$$N = G \frac{d}{2} f \omega + \eta \frac{QBv_M}{2g} u^2. \quad (5.38)$$

5.3. Різальні апарати

5.3.1. Призначення, типи і застосування різальних апаратів

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

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

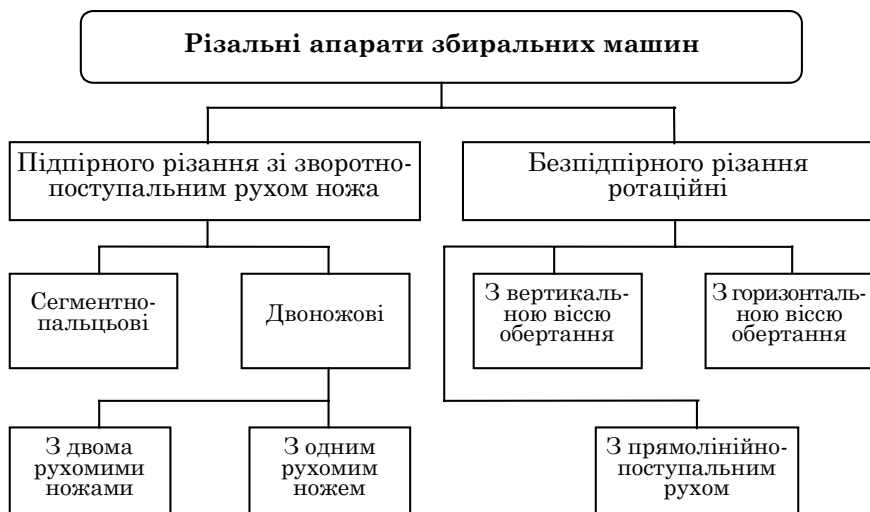


Рис. 5.18. Класифікація різальних апаратів

Класифікацію різальних апаратів наведено на рис. 5.18, а їхні схеми і робочі елементи — на рис. 5.19.

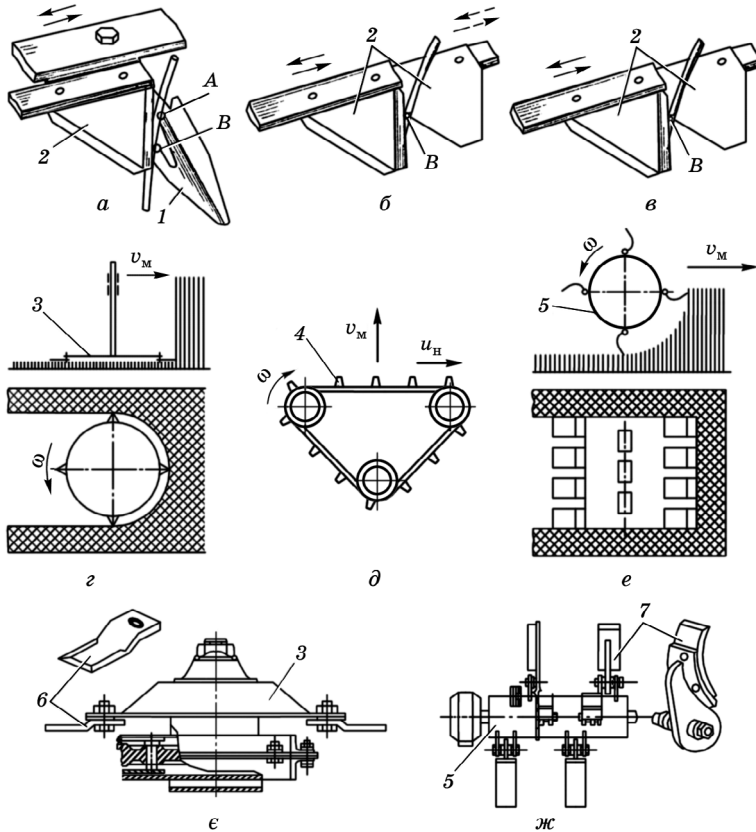


Рис. 5.19. Різальні апарати:

a — сегментно-пальцьовий; *б* — двоножовий з двома рухомими ножами; *в* — двоножовий з одним рухомим ножем; *г* — ротаційний з вертикальною віссю обертання ротора; *д* — ротаційний з прямолінійно-поступальним рухом ножів; *е* — ротаційний з горизонтальною віссю обертання ротора; *ж* — ротор ротаційної косарки; *A* і *B* — точки опори стебла; *1* — палець з пером; *2* — сегмент ножа; *3* — диск з ножами; *4* — пас з ножами; *5* — барабан з ножами; *6* — ніж диска; *7* — ніж барабана

5.3.2. Параметри, що впливають на різальну здатність ножа

Здатність ножа виконувати свою функцію, тобто поділяти матеріал на частини, передаючи йому через свою різальну частину зусилля, що прикладені до ножа, називають його *різальною здатністю*.

Різальна здатність ножа тим вища, чим менше зусилля і робота, потрібні для перерізання матеріалу.

На різальну здатність ножа впливають його кут загострення, гострота і стан різальної кромки. У процесі використання ножа його різальна здатність змінюється, оскільки зазначені параметри змінюються внаслідок їх спрацювання.

Елементи і параметри ножа. Незалежно від форми ножа його різальна частина має вигляд двогранного клина (рис. 5.20).

Робоча частина ножа має грані AB і AC , які утворюють кут γ , який називають *кутом загострення*. Лінію перетину граней називають *різальною кромкою*. Грань AB називають ще *фаскою*.

Під гостротою ножа δ розуміють діаметр $2r$ кола, яке можна вписати у фаски (рис. 5.20, в).

При зменшенні кута загострення з γ_1 до γ_4 (рис. 5.20, б) гострота різальної кромки поліпшується, але міцність робочої частини ножа зменшується.

Різальна кромка виготовлена у вигляді мікрозубців (рис. 5.20, з) різної висоти, що утворюються під час загострювання ножа. Якщо заточувальний брусок крупнозернистий, то зубці матимуть більшу висоту, ніж коли брусок дрібнозернистий.

Кут загострення ножа. При переміщенні ножа під кутом загострення γ_1 (рис. 5.21, а) у матеріалі під дією сили P_1 на робочих гранях ножа виникають нормальні реакції N_1 і N_2 та сили тертя $F_1 = f_1 N_1$ і $F_2 = f_2 N_2$.

Аналогічно відбувається процес, коли ніж з кутом загострення γ_2 переміщується під дією сили P_2 (рис. 5.21, в) у такому самому матеріалі.

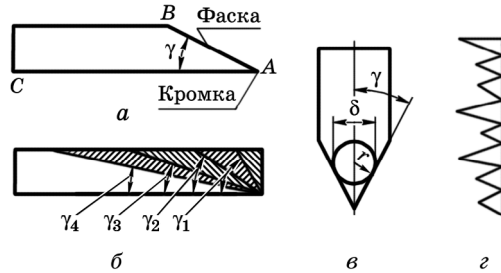


Рис. 5.20. Елементи і параметри ножа:
а, б — кути загострення (γ); в — гострота (δ);
з — стан різальної кромки

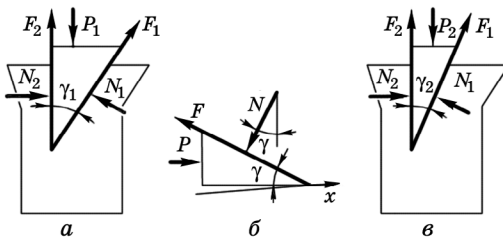


Рис. 5.21. До визначення впливу кута загострення ножа на зусилля перерізання матеріалу

За умови $\gamma_2 < \gamma_1$ сила $P_2 < P_1$.

Зазначену закономірність можна підтвердити також аналітичним способом.

Нехай ніж із кутом загострення γ (рис. 5.21, б) переміщується в матеріалі в напрямку осі x . Унаслідок цього на верхній грані виникає нормальна реакція N і сила тертя $F = fN$. Для спрощення вважатимемо, що на нижній грані реакції немає.

Спроектувавши всі сили на вісь x , отримаємо

$$\sum P_x = P - N \sin \gamma - F \cos \gamma = 0. \quad (5.39)$$

Беручи до уваги, що

$$F = fN; \text{ а } f = \text{tg } \varphi,$$

де F — сила тертя; f — коефіцієнт тертя; φ — кут тертя матеріалу по грані, отримаємо

$$\begin{aligned} P &= N \sin \gamma + fN \cos \gamma; \\ P &= N \left(\sin \gamma + \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} \cos \gamma \right); \\ P &= N \left[\frac{\sin(\gamma + \varphi)}{\cos \varphi} \right]. \end{aligned} \quad (5.40)$$

Із залежності (5.40) видно, що зі збільшенням кута γ зусилля P на перерізанні матеріалу зростає. Щоб зменшити P , доцільно зменшувати γ . Проте, як бачимо з рис. 5.20, б, зменшувати кут γ безмежно не можна, оскільки зменшується міцність робочої частини ножа. Тоді виникає запитання, чи не можна залишити той самий кут загострення γ , а різання здійснювати під кутом $\gamma_1 < \gamma$, не перезаточувавши ножа?

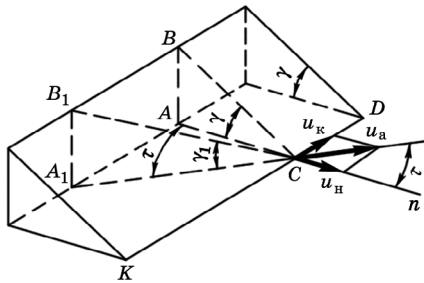


Рис. 5.22. До визначення трансформованого кута загострення ножа

Теоретичні та експериментальні дослідження засвідчують, що такий процес можливий.

Кінематична трансформація кута загострення. Якщо абсолютна швидкість u_a ножа напрямлятиметься по нормалі n (рис. 5.22), тобто перпендикулярно до різальної кромки KD , то матеріал перерізатиметься під вихідним кутом загострення γ . Якщо напрямком

абсолютної швидкості ножа відхилений від нормалі на кут τ , то перерізання матеріалу здійснюватиметься під кутом γ_1 , меншим від кута γ .

Оскільки $AB = AC \operatorname{tg} \gamma$, а $A_1 B_1 = A_1 C \operatorname{tg} \gamma_1$ і $AB = A_1 B_1$, то $A_1 C \operatorname{tg} \gamma_1 = AC \operatorname{tg} \gamma$.

Із трикутника $A_1 AC$ маємо $AC = A_1 C \cos \tau$.

Тоді $A_1 C \operatorname{tg} \gamma_1 = A_1 C \cos \tau \operatorname{tg} \gamma$ або

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \operatorname{tg} \gamma \cos \tau. \quad (5.41)$$

Так при $\gamma = 45^\circ$ і $\tau = 60^\circ$ відповідно до залежності (5.41) $\gamma_1 = 27^\circ$, тобто вихідний кут загострення зменшився на 18° .

Відношення різниці між вихідним кутом загострення γ і трансформованим γ_1 до вихідного називають *коефіцієнтом трансформації кута загострення*, тобто

$$K_\gamma = \frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma}. \quad (5.42)$$

Кут τ (рис. 5.22) називають *кутом ковзання*, а відношення швидкості ковзання u_k до нормальної швидкості u_n , тобто $\varepsilon = u_k / u_n = \operatorname{tg} \tau$ — *коефіцієнтом ковзання*.

Отже, щоб підвищити різальну здатність ножа (зменшити зусилля на перерізання матеріалу, не перезаточуючи ніж на менший кут загострення), потрібно збільшувати кут ковзання, тобто кут між нормаллю до різальної кромки і напрямком абсолютної швидкості ножа.

Кінематична трансформація гостроти різальної кромки. Кромка ножа — це поздовжній відрізок круглого циліндра. У поперечному перерізі вона має контур дуги кола радіусом r (див. рис. 5.20, в). Як зазначалося, гострота δ ножа вимірюється подвоєним радіусом кривини кромки, тобто $\delta = 2r$. При різанні з похилом ножа і різанні з ковзанням переріз кромки трансформується так само, як і кут загострення (див. рис. 5.22). При цьому вона набуває форму поздовжнього відрізка еліптичного циліндра. Контур цього відрізка має вигляд дуги еліпса радіусом r_1 (рис. 5.23). Відомо, що $r_1 = r \cos \tau$, а трансформована гострота

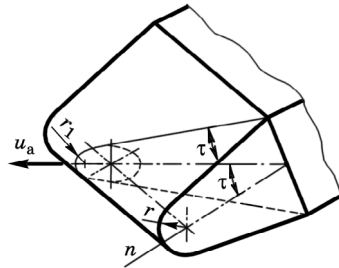


Рис. 5.23. До визначення трансформованої гостроти ножа

$$\delta_1 = \delta \cos \tau. \quad (5.43)$$

За аналогією з коефіцієнтом трансформації кута загострення коефіцієнт трансформації K_δ гостроти різальної кромки

$$K_\delta = \frac{\delta - \delta_1}{\delta} = 1 - \cos \tau. \quad (5.44)$$

Так, якщо $\tau = 45^\circ$, то $\delta_1 < \delta$ на 30 %. При максимально доцільному, з погляду кінематичної трансформації кута загострення ножа, коефіцієнті ковзання $\varepsilon = 10$ гострота кромки збільшується приблизно в 10 разів, оскільки цьому коефіцієнту ε відповідає $\cos \tau \approx 1$ і, отже, $\delta_1 = 0,1\delta$. Експериментальні дані засвідчують, що робота і питома робота різання зменшуються приблизно в 2 – 3 рази тільки завдяки підвищенню гостроти кромки в 4 рази (від 200 до 50 мкм).

Таким чином, щоб підвищити різальну здатність ножа, не відновлюючи гостроту різальної кромки, доцільно збільшувати кут ковзання.

Стан різальної кромки. Як зазначалося (див. рис. 5.20, з), різальна кромка має вигляд мікрозубців різної висоти. Якщо напрям

абсолютної швидкості u_a ножа збігається з нормаллю n до різальної кромки або кут похилу α ножа дорівнює 90° (рис. 5.24), то мікрозубці швидко руйнуються, особливо вищі. Це пов'язано з тим, що в цьому випадку мікрозубці працюють на поздовжній згин. Краще мікрозубці працюють на зрізування, оскільки при цьому міцність більша, ніж на поздовжній згин. Ось чому бажано матеріал перерізати з похилом ножа або збільшувати кут ковзання τ .

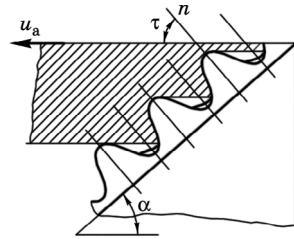


Рис. 5.24. Розміщення різальної кромки з метою забезпечення стійкості її мікрозубців

Отже, щоб підтримувати різальну здатність ножа протягом певного часу, не відновлюючи стану різальної кромки, слід

збільшувати кут ковзання τ або зменшувати кут похилу α ножа. При цьому велике значення має також міцність матеріалу, з якого виготовлена робоча частина ножа, його термообробка тощо.

5.3.3. Сегментно-пальцьові різальні апарати. Типи. Механізми приводу. Основи теорії та розрахунку

Сегментно-пальцьові різальні апарати відомі з 1800 р., коли англієць Р. Мейер одержав патент на різальний апарат з прямолінійним зворотно-поступальним рухом ножа, який працював за принципом ножиць.

У 1842 р. Мак Кормік (Америка) удосконалив цей апарат і довів його майже до сучасного вигляду.

З 1842 до 1851 рр. з такими апаратами працювали жатки-лобогрійки, з 1851 р. — жатки-самоскидки, а з 1873 р. — жатки-снопов'язалки.

Типи. Сегментно-пальцьові апарати мають такі геометричні і кінематичні параметри (рис. 5.25): t — крок різальної частини (відстань між осьовими лініями сегментів); t_0 — крок протиризальної частини (відстань між осьовими лініями пальців); S — хід ножа (переміщення ножа із одного крайнього положення в інше).

Залежно від співвідношення цих параметрів апарати бувають: нормального різання з одинарним ходом ножа; нормального різання з подвійним і некрратним ходом ножа; низького і середнього різання.

Апарат нормального різання з одинарним ходом ножа характеризується співвідношенням $t = t_0 = S = 76,2$ мм (3") або 90 мм (рис. 5.25, а). Апарат з кроком 76,2 мм застосовують у косарках і жатках для скошування трав, зернових культур, а з кроком 90 мм — у жатках для скошування кукурудзи, соняшнику та інших товстостеблових культур.

Апарат нормального різання з подвійним ходом ножа має співвідношення $2t = 2t_0 = S = 152,4$ або 101,6 мм (рис. 5.25, б). Різальний апарат з ходом ножа 152,4 мм використовують у косарках і жатках, а з ходом 101,6 мм — у косарках для степових трав.

Апарати нормального різання з некрратним ходом ножа характеризується співвідношенням $kt = kt_0 = S$, де $1 < k < 2$, $t = t_0 = 76,2$ мм. Так, у жатках комбайнів «Дон» $S = 88$ мм, а «Лан» — $S = 84$ мм.

Апарат низького різання має співвідношення $t = 2t_0 = S = 76,2$ або 101,6 мм (рис. 5.25, в). Такі апарати застосовували в жатках перших причіпних комбайнів (С-1, С-6).

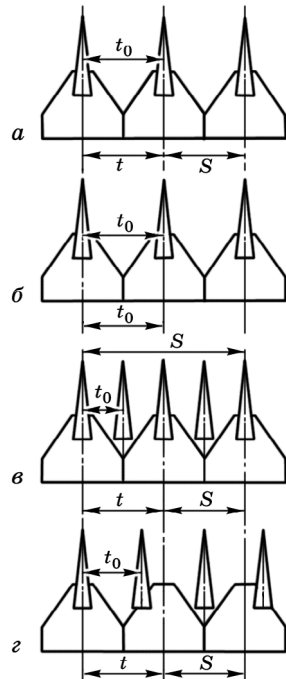


Рис. 5.25. Типи сегментно-пальцьових різальних апаратів:

- а — нормального різання з одинарним ходом ножа;
- б — нормального різання з подвійним ходом ножа;
- в — низького різання; з — середнього різання

Апарат середнього різання характеризується співвідношенням $t = kt_0 = S = 76,2$ або $101,6$ мм, де $1,2 < k < 1,4$ (рис. 5.25, *з*). Такі апарати застосовують у косарках фірм дальнього зарубіжжя.

Сегменти, протиризальні пластини і пластини тертя різальних апаратів виготовляють із сталі У9А. Різальні елементи сегментів і протиризальних пластин гартують і відпускають до твердості HRC 50–56 на ширину 10...15 мм. Твердість у незагартованій частині не повинна перевищувати HRC 35.

Спинку ножа виготовляють із сталі Ст.5 чи сталі 35, із холодно-тягнутої сталі У9 або 70Г з тимчасовим опором не менше ніж 540 МПа, притискні лапки — із чавуну Л4 33-8.

Оптимальний кут загострення сегментів становить 19...25°, сегментів, що мають насічку — 23...28°, а протиризальних пластин 60...90°. Застосовують сегменти із кутом загострення до 35°. Гострота різальних кромки сегмента 25...30 мкм.

Скошувати трави можна доти, доки гострота кромки сегмента не досягне 80 мкм, а зернові культури — 120 мкм. Через кожні 3...4 год роботи сегменти слід загострювати. Сегменти з насічкою не загострюють.

Насічка на гранях сегмента запобігає висковзуванню рослин при підведенні їх сегментом до протиризальної пластини. Насічку роблять з кроком в 2–3 рази меншим, ніж діаметр стебла. Невиконання такої умови призводить до заклинювання стебел між зубцями насічки. Тому для сегментів жаток крок насічки становить 1,0...1,2 мм, для косарок — 0,2...0,3 мм. Насічка з кроком 0,2...0,3 мм відбувається при заточуванні гладеньких фасок сегмента крупнозернистими абразивними кругами.

Якість роботи сегментно-пальцевого різального апарата значною мірою залежить від зазорів у різальній парі (сегмент — протиризальна пластинка). Рекомендований зазор біля меншої основи сегмента 0,3 мм, біля більшої — до 1 мм. Якщо зазор e (рис. 5.26) великий, то стебла можуть затягуватися в нього. Внаслідок цього різальний апарат забивається і збільшується навантаження на ніж і механізм його приводу.

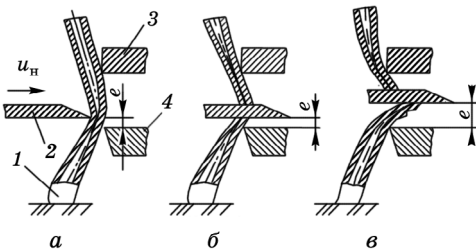


Рис. 5.26. Схема роботи сегментно-пальцевого різального апарата:

а — зближення стінок стебла; *б* — прогин і різання стебла; *в* — затягування стерні і стебла в зазор; e — зазор між сегментом і протиризальною частиною; 1 — стебло; 2 — сегмент; 3 — перо пальця; 4 — протиризальна частина пальця (вкладіш)

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

Кривошипно-повзунний механізм (рис. 5.27, а) виконують дезаксіальним, тобто вісь A кривошипа 1 зміщують вище від лінії переміщення ножа 3 на відстань h , що називають дезаксіалом. Дезаксіал $h = (2...3)r$ або $h = (7...8)r$, де r — радіус кривошипа, беруть таким, щоб нижня точка шарніра B була вище від лінії руху ножа. Невиконання цієї умови призводить до намотування стерні на кривошип.

Через пружні деформації в елементах пальцевого бруса і зазорів у шарнірах під час роботи шарнір D відходить назад. Унаслідок цього ніж і палець кривошипа рухаються в різних площинах, що призводить до виникнення додаткових зусиль у ланках механізму. Тому перед початком роботи польовий кінець пальцевого бруса зміщують уперед по ходу машини на відстань C . Тоді під час роботи

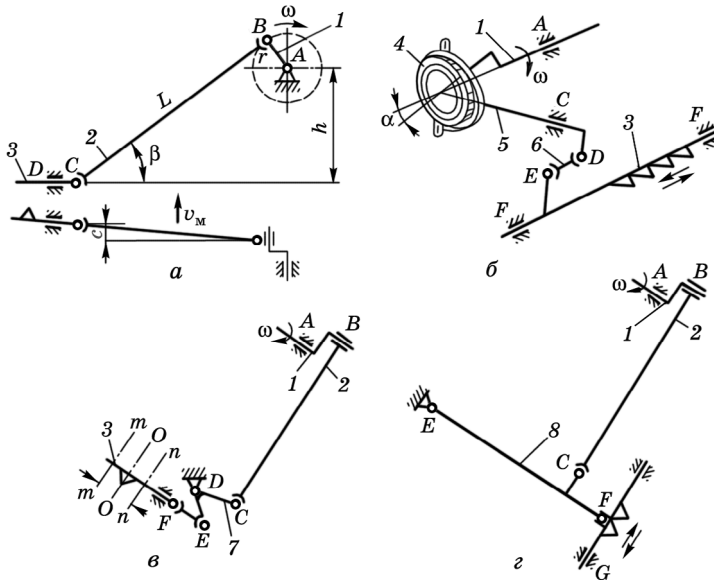


Рис. 5.27. Схеми механізмів приводу ножа:

а — кривошипно-повзунний; б — коливальної шайби; в — кривошипно-повзунний з коромислом; г — кривошипно-повзунний з водилом; 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — ніж; 4 — коливальна шайба; 5 — вилка; 6 — з'єднувальна ланка; 7 — коромисло; 8 — водило

машини під дією опору стеблової маси, що зрізується, пальцевий брус відійде назад, площини руху ножа і пальця кривошипа збіжуться.

Дезаксіал h негативно впливає на сили тертя в різальному апараті. Чим більший h , тим більший кут β відхилення шатуна від горизонталі. Щоб зменшити ці сили, шатун має бути завдовжки $l = (15...25)r$.

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

Механізм коливальної шайби (рис. 5.27, б) виконаний так. На підшипниках кривошипа 1 посаджено шайбу 4. Її вісь розміщена під кутом α до осі ланки 6. Через підшипники шайбу з'єднано вилкою 5, вилку шарнірно — із з'єднувальною ланкою 6, а її — із головою ножа.

При рівномірному обертанні кривошипа шайба коливається і повертає вилку на певний кут, спричинюючи рух з'єднувальної ланки, яка передає зворотно-поступальний рух ножу.

Колівальна шайба — компактний механізм. Її основні частини можна винести із зони зрізу рослинної маси. Такий механізм застосовують у валкових жатках, жатках кормо- і зернозбиральних комбайнів «Дон», «Славутич», «Лан» тощо.

Кривошипно-повзунний механізм з коромислом (рис. 5.27, в) застосовують у валкових жатках (ЖВН-6Б) і жатках зернозбиральних комбайнів («Нива», «Енисей» та ін.), як правило, з лівого боку.

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

Кривошипно-повзунний механізм з водилом (рис. 5.27, г) застосовують у жатках для збирання бобових культур. Такий механізм передає рух ножу в його центральній частині. Водило 8 та інші ланки механізму можуть розміщуватися між ведучою і веденою гілками конвеєра, що унеможливило намотування стебел чи стерні на ланки.

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

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

Переміщення ножа. Нехай кривошип AB радіусом r (рис. 5.28) обертається за ходом годинникової стрілки з кутовою швидкістю ω . Вибираємо систему координат xOy . Якщо кривошип і шатун BC завдовжки l розмістуватиметься на одній лінії, тобто вздовж осі x , то кут повороту кривошипа дорівнюватиме нулю ($\omega t = 0$), а ніж займе крайнє ліве положення (точка C). Коли кривошип за деякий проміжок часу t повернеться на кут ωt , шатун займе положення B_1C_1 .

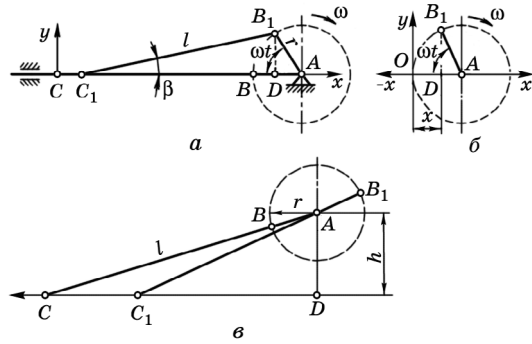


Рис. 5.28. Схема до визначення переміщення ножа з аксіальним кривошипно-повзунним механізмом його приводу (а, б) і дезаксіальним (в)

Переміщення ножа
 $x = AC - AC_1$.

Оскільки $AC = r + l$, $AC_1 = l \cos \beta + r \cos \omega t$, то $x = r + l - l \cos \omega t$ або $x = r(1 - \cos \omega t) + l(1 - \cos \beta)$.

Як видно із рис. 5.28, $B_1D = r \sin \omega t = l \sin \beta$. Тоді $\sin \beta = (r/l) \sin \omega t$;
 $\cos \beta = \left[1 - (r/l) \sin^2 \omega t\right]^{1/2}$. Якщо $r/l = 0,1 \dots 0,04$, то $\cos \beta = 0,996 \dots 0,999$.

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

$$x = r(1 - \cos \omega t). \quad (5.45)$$

Залежність (5.45) є рівнянням правильного гармонічного коливання.

Зі схеми рис. 5.28, б бачимо, що таке саме рівняння має проекція точки B_1 пальця кривошипа на вісь x з початком у точці O .

Швидкість ножа. Здиференціювавши рівняння (5.45) за t , отримаємо залежність зміни швидкості ножа у відносному переміщенні від кута повороту кривошипа

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} = u_H = \omega r \sin \omega t. \quad (5.46)$$

Прискорення ножа. Здиференціювавши рівняння (5.46) за t , дістанемо залежність зміни прискорення у відносному переміщенні від кута повороту кривошипа

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = j_H = \omega^2 r \cos \omega t. \quad (5.47)$$

Хід ножа. При повороті кривошипа на кут $\omega t = \pi$ (рис. 5.28, а) переміщення ножа з аксіальним кривошипно-повзунним механізмом приводу у відносному русі становитиме $x = 2r$. Таке переміщення називають *ходом ножа* $S = 2r$.

У зміщеному (дезаксіальному) механізмі (рис. 5.28, в) ніж буде у крайньому лівому положенні тоді, коли шатун BC і кривошип AB розмішуватимуться на одній лінії, а у крайньому правому (точка C_1), — коли вони збігатимуться (лінія AB_1 і B_1C_1).

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

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

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

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

У машинах для скошування стеблостою застосовують різальні апарати, які мають хід ножа менший, ніж крок пальців і сегментів, або більший, тобто з недобігом і перебігом ножа. Як засвідчують експериментальні дослідження, з метою дотримання оптимальних значень швидкостей початку і кінця різання, а також максимальних сил інерції на тому самому рівні в різальних апаратах з більшою частотою обертання кривошипа бажано передбачати недобіг ножа, а з меншою — перебіг.

Графіки зміни кінематичних характеристик ножа залежно від кута повороту кривошипа показано на рис. 5.29, а. Як бачимо, мак-

симальну швидкість ніж матиме при його середньому положенні ($x = r$, $\omega t = \frac{\pi}{2}$), а максимальне прискорення — при його крайніх положеннях ($x = 0$; $x = 2r$; $\omega t = 0$; $\omega t = \pi$).

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

Так, вилучивши із залежностей (5.45) і (5.46) кут повороту ωt , отримаємо рівняння еліпса

$$\left(\frac{r-x}{r}\right)^2 + \left(\frac{u_H}{r\omega}\right)^2 = 1. \quad (5.48)$$

Розв'язуючи разом рівняння (5.48) і (5.47), дістанемо рівняння прямої

$$j = \omega^2 r - \omega^2 x. \quad (5.49)$$

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

$$(r-x)^2 + u_H^2 = r^2. \quad (5.50)$$

Графік швидкості сегмента залежно від переміщення при $\omega = 1$ показано на рис. 5.30. Так, при x_1 швидкість $u_1 = A_1 D_1 \omega$, а при x_2

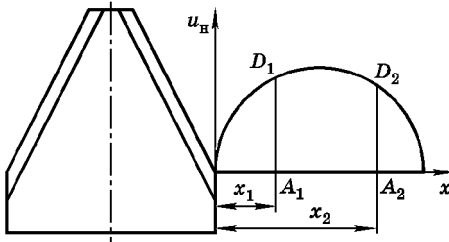


Рис. 5.30. Графік швидкості сегмента ножа залежно від його переміщення

Оскільки точка B_1 кривошипа описує коло, то її швидкість або швидкість ножа визначають графічно як добуток ординати точки кола на ω . Розглянемо це на прикладі (рис. 5.31).

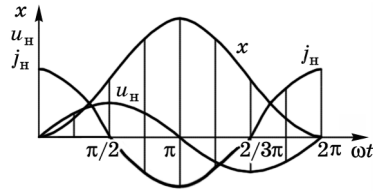


Рис. 5.29. Графіки переміщення (x), швидкості (u_H) і прискорення (j_H) ножа залежно від кута повороту кривошипа

швидкість $u_2 = A_2 D_2 \omega$. Швидкість ножа залежно від його переміщення можна визначити ще так.

Із рис. 5.28, б видно, що ордината точки B_1

$$y = r \sin \omega t. \quad (5.51)$$

Тоді із залежностей (5.46) і (5.51) маємо

$$u_H = \omega y. \quad (5.52)$$

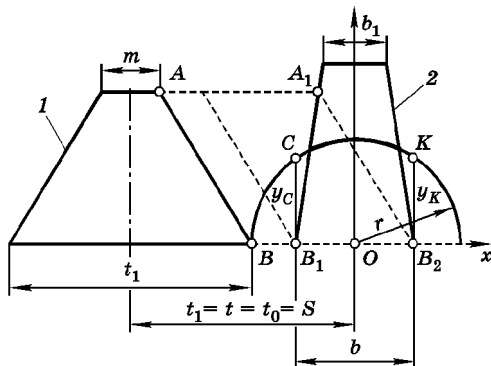


Рис. 5.31. Схема до визначення швидкостей початку і кінця різання для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа:

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

Від вибраної точки B на сегменті відкладемо відрізок BO , який дорівнює радіусу кривошипа r , а із точки O радіусом r проведемо півколо [див. залежності (5.51) і (5.52)].

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

Швидкість ножа u_{nC} початку різання дорівнюватиме добутку ординати y_C (B_1C) на мірило ω , тобто

$$u_{nC} = B_1C\omega. \quad (5.53)$$

Кінець різання відповідає положенню A_1B_2 сегмента, коли його точка A зіткнеться з точкою B_1 кромки протирізальної пластини. Швидкість кінця різання

$$u_{nK} = y_K\omega = B_2K\omega. \quad (5.54)$$

Графік CK характеризує швидкість будь-якої точки сегмента, що лежить між точками A і B різальної кромки. Знаючи максимальну швидкість ножа $u_{n\max} = \omega r$, наприклад 3 м/с, яка відповідає значенню радіуса кривошипа r , наприклад 38 мм, визначають кількість швидкості, м/с, в одному міліметрі, тобто $3/38$, і отримане значення множать на ординату y_C , y_K або проміжні їй визначають числові значення швидкостей.

Із рис. 5.31 видно, що різання стеблової маси відбувається зі змінною швидкістю. Швидкість різання залежить також від того, як сегменти установлені в крайніх положеннях ножа відносно протирізальних пластин. Якщо осі симетрії сегментів і пальців у крайніх положеннях ножа збігаються (аксіальний механізм приводу) або зміщені (деаксіальний) на однакову відстань, то такий різальний апарат називають *відцентрованим*. Якщо осі симетрії сегмента і

пальця в одному крайньому положенні зміщені на більшу величину, ніж у другому, то такий різальний апарат не відцентрований (зміщений). При зміщеному ножі швидкості початку і кінця різання знижуються, особливо в апаратах низького різання і з некратним ходом ножа.

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

За час повороту кривошипа на кут $\omega t = \pi$ сегмент із крайнього лівого положення зміститься у крайнє праве, а машина переміститься в напрямку осі y (рис. 5.32) на відстань L , яку називають *подачею*, тобто

$$L = v_M t = v_M \frac{\pi}{\omega}, \quad (5.55)$$

де v_M — швидкість машини.

Використовуючи залежності (5.45) і $y = v_M t$ можна побудувати

траєкторію абсолютного руху будь-якої точки сегмента, задавши певні проміжки кута повороту кривошипа, наприклад $\omega t = \pi/6$. Оперативніше це можна здійснити графічним способом. Для цього півколо кривошипа радіусом r і подачу L розбивають на однакову кількість частин, наприклад на шість. Точки перетину вертикалей, проведених через точки поділу півкола (1, 2 і т.д.), і горизонталей, проведених через точки поділу подачі (1', 2' і т.д.), визначають траєкторію абсолютного руху точки A сегмента. Інші точки сегмента здійснюватимуть рух по таких самих траєкторіях.

Відхилення стебел, висота стерні. Під час роботи сегментнопальцевого різального апарата одна частина стебел зрізується без відхилення (рис. 5.33, а), а друга — з відхиленням від вихідного положення (рис. 5.33, б). У першому випадку висота стерні H дорівнюватиме висоті h установаження ножа над рівнем поля, а в другому — висота стерні визначиться як гіпотенуза прямокутного трикутника, тобто

$$H = \sqrt{h^2 + q_{\Pi}^2}, \quad (5.56)$$

де q_{Π} — поперечне відхилення.

Відхилення стебел, а отже, і висота стерні залежать як від конструктивних особливостей різального апарата, так і від режиму його

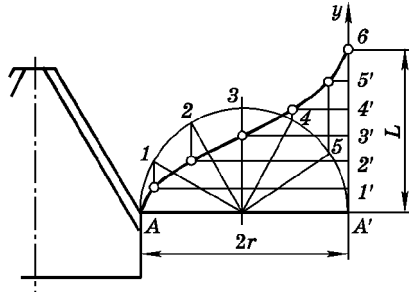


Рис. 5.32. Траєкторія абсолютного руху точки різальної кромки сегмента

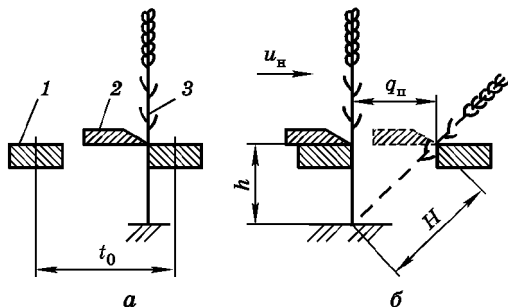


Рис. 5.33. До визначення висоти стерні:

a — без відхилення стебла; *b* — з відхиленням стебла; 1 — протиризальна пластина; 2 — ніж; 3 — стебло

роботи. Таким чином, для цього різального апарата характерним є те, що під час його роботи висота стерні буде нерівномірною і здебільшого перевищуватиме висоту установлення ножа над рівнем поля, а це призведе до втрат урожаю. Наприклад, збільшення висоти стерні на 10 мм при скошуванні трав призведе до недобору врожаю на 9...10 %.

Для вивчення характеру відхилення стебел простежимо за переміщенням сегмента ножа різального апарата нормального різання і його дією на стебла, розміщені в один ряд біля лівої 1 протиризальної кромки правого вкладиша (рис. 5.34) з середньою шириною l .

Визначимо подачу L за залежністю (5.55). Знаючи значення кроку пальців t_0 , радіус кривошипа r , параметри робочої частини сегмента, побудуємо чотири положення сегмента (0 – I – II – III) і траєкторії абсолютного руху точок різальної кромки сегмента (рис. 5.34, *a*). Позначимо точки перетину траєкторій з лівою кромкою правого вкладиша, тобто точки a, b, c, d . Довільно проведемо лінію AB (рис. 5.34, *b*), яка позначає рівень поля, і спроекуємо на неї ці точки (точки a', b', c' і d').

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

На ділянці bc стебла відхиляються іншою кромкою сегмента і будуть зрізані нею біля правої кромки лівого вкладиша. Таке відхилення називають *поперечним*. Відхилення q_1 (рис. 5.34, *a*) визначають як гіпотенузу прямокутного трикутника з катетом $t_0 - l$ і кутом θ . Кут θ визначають графічно (можна і аналітично) із трикутника з катетами L і πr , тобто $\operatorname{tg}\theta = L/\pi r$. Тоді висота стерні на цій ділянці $H_1 = \sqrt{h^2 + q_1^2}$, тобто як гіпотенузу прямокутного трикутника з катетами h і q_1 .

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

Беручи до уваги рівняння руху точок сегмента ножа $x = r(1 - \cos \omega t)$ і $y = v_m t$, можна визначити тангенс кута θ , а саме:

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

Значення кута θ буде мінімальним при $\omega t = \frac{\pi}{2}$, тобто $\operatorname{tg} \theta = L/\pi r$.

На ділянці cd стебла відхиляються пальцьовим брусом (поздовжнє відхилення) і зрізуються у точці d . У цьому разі поздовжнє відхилення для кожного стебла буде різним. Отже, різною буде і висота стерні. Так, для стебла, яке знаходиться у точці 1, поздовжнє відхилення q_2 визначається відрізком, який дорівнює відстані від точки 1 до точки 8, а для стебла, яке знаходиться у точці 2, — відрізком, який дорівнює відстані від точки 2 до точки 8 і т.д. Висота стерні H_2 для точки 1 буде $H_2 = \sqrt{h^2 + q_2^2}$, тобто як гіпотенуза прямокутного трикутника з катетами h і q_2 .

Із рис. 5.34 видно, що зі збільшенням кроку пальців і подачі поперечне відхилення стебел, а отже, і висота стерні збільшуються. Поздовжнє відхилення залежить переважно від подачі. Крім цього, теоретичні та експериментальні дослідження свідчать, що при різних подачах можливі ділянки подвійного пробігу різальних кромок сегмента, що призводить до втрат урожаю внаслідок повторного перерізання зрізаних стебел.

Оскільки відхилення стебел збільшує середню висоту стерні, то висоту h установлення ножа над рівнем поля беруть меншою, ніж висоту H стерні, передбаченою агротехніч-

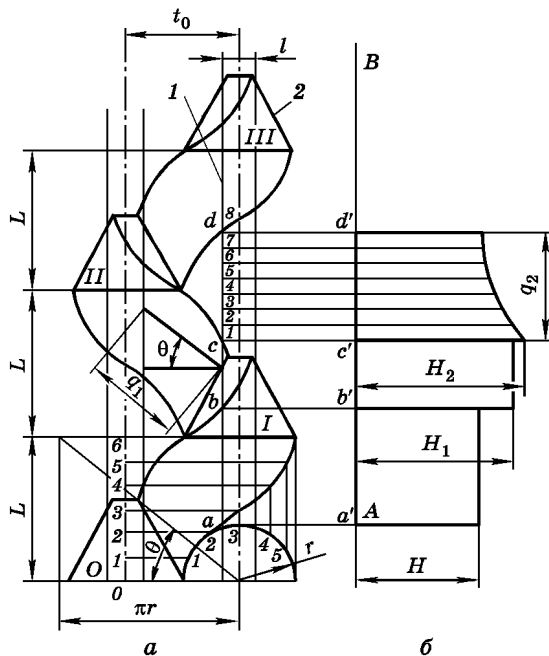


Рис. 5.34. Траєкторії абсолютного руху точок різальної кромки сегмента за півтора оберта кривошипа (а) і графік зміни висоти стерні (б):

1 — ліва кромка вкладаша;
2 — робоча частина сегмента;
0 — I — II — III — положення сегмента

ними вимогами, тобто

$$h = \eta H,$$

де η — коефіцієнт пропорційності.

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

Затиснення стебел різальною парою. На стебло m (рис. 5.35), затиснене різальними кромками сегмента і вкладиша, діють нормальні реакції N_1 і N_2 , а також сили тертя F_1 і F_2 , які дорівнюють

$$F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1; \quad F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2,$$

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

$$\left. \begin{aligned} \sum x &= N_1 \sin \gamma - F_2 - F_1 \cos \gamma = 0; \\ \sum y &= N_2 - F_1 \sin \gamma - N_1 \cos \gamma = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.57)$$

Стебло не виштовхуватиметься із розхилу різальної пари за умови

$$F_2 \geq N_1 \sin \gamma - F_1 \cos \gamma. \quad (5.58)$$

Підставивши значення F_1 і F_2 із попередніх залежностей і використавши друге рівняння (5.57), остаточно отримуємо

$$\operatorname{tg} \gamma \leq \operatorname{tg}(\varphi_1 + \varphi_2). \quad (5.59)$$

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

$$\alpha + \beta \leq \varphi_1 + \varphi_2. \quad (5.60)$$

Залежно від вологості рослин і гостроти кромки сума кутів їх тертя для пшениці і жита становить 20...35°, а для трав — 25...60°. Для сегментів з насічками значення кутів збільшують на 30...50 %. В зв'язку з цим кут розхилу γ різальної пари для валкових жаток беруть 30...45°, для жаток зернозбиральних комбайнів — 30°, для косарок — 36°, для жаток кормозбиральних комбайнів — 45°.

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

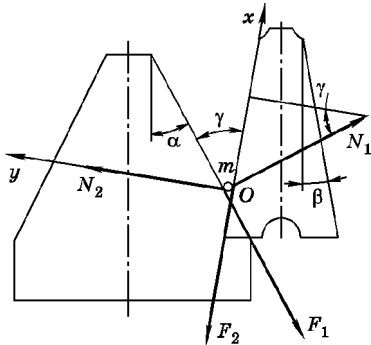


Рис. 5.35. До визначення умов затиснення стебла різальною парою

Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа площу подачі $f_{\text{п}}$ визначають за залежністю

$$f_{\text{п}} = LS = Lt_0 = Lt, \quad (5.61)$$

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

Для апарата низького різання

$$f_{\text{п}} = LS = 2Lt_0 = Lt.$$

Для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа

$$f_{\text{п}} = LS = 2Lt_0 = 2Lt.$$

Площа навантаження — площа поля, з якого сегмент зрізує стебла за один хід ножа біля одного пальця. Ця площа $f_{\text{н}}$ пов'язана з площею подачі $f_{\text{п}}$ залежністю

$$f_{\text{н}} = kf_{\text{п}} = kLS,$$

де k — коефіцієнт, що враховує тип апарата.

Для апарата нормального різання з одинарним ходом ножа

$$f_{\text{н}} = LS, \text{ тобто } k = 1.$$

Для апарата низького різання біля крайнього пальця

$$f_{\text{н}} = 0,68LS, \text{ тобто } k = 0,68.$$

Для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа біля середнього пальця

$$f_{\text{н}} = 0,32LS, \text{ тобто } k = 0,32.$$

Отже, максимальне навантаження мають апарати нормального різання з одинарним ходом ножа, а мінімальне — з подвійним.

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

Зусилля, що діють на ніж. Зусилля T , потрібне для приведення ножа в рух (рис. 5.36),

$$T = R_{\text{р}} + P_j + F, \quad (5.62)$$

де $R_{\text{р}}$ — середнє значення зусилля опору різанню; P_j — зусилля інерції ножа; F — зусилля тертя ножа у пальцевому брусі.

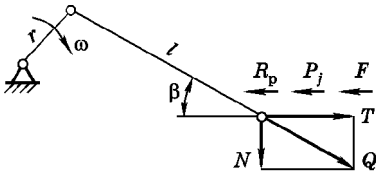


Рис. 5.36. Схема сил, що діють на ніж

F_2 , що визивається реакцією N шатуна, який діє перпендикулярно на ніж, тобто

$$F = F_1 + F_2,$$

де $F_1 = fG$; $F_2 = fN$, де f — коефіцієнт тертя, що дорівнює 0,26...0,30; G — сила ваги ножа (для косарок і жаток становить 20...22 Н на 1 м довжини ножа); $N = T \operatorname{tg} \beta$ (див. рис. 5.36).

Підставивши значення T із залежності (5.62), отримаємо

$$F_2 = \frac{(R_p + P_j + fG) \operatorname{tg} \beta f}{1 - f \operatorname{tg} \beta}. \quad (5.63)$$

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

$$R_{p,T} = R_p + F = BQ_{\Pi}, \quad (5.64)$$

де B — ширина захвату жатки (косарки); $Q_{\Pi} = 750$ — питомий опір на різання і тертя, Н/м.

Сила інерції P_j пропорційна масі m ножа і прискоренню, тобто

$$P_j = m \omega^2 r = \frac{G}{g} \omega^2 r, \quad (5.65)$$

де ω — кутова швидкість кривошипа; r — радіус кривошипа; G — сила ваги ножа (20...22 Н на 1 м довжини ножа); g — прискорення вільного падіння.

Потужність на привід ножа. Потужність, що потрібна для подолання зусилля опору ножа, визначають за залежністю

$$N = T u_{\Pi}, \quad (5.66)$$

де T — зусилля опору ножа переміщенню; u_{Π} — швидкість ножа.

При гострих (30...45 мкм) різальних кромках сегмента потужності на приведення ножа в рух витрачається на 25...50 % менше, ніж при тупих (100...130 мкм).

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

Потужність на переміщення пальцевого бруса косарки

$$N_{\Pi} = F_{\Pi} v_{\text{м}}, \quad (5.67)$$

де F_{Π} — зусилля опору переміщенню пальцевого бруса по стерні;
 $v_{\text{м}}$ — швидкість машини.

При цьому

$$F_{\Pi} = f(Q_1 + Q_2) + BT_{\Pi}, \quad (5.68)$$

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

5.3.4. Ротаційні різальні апарати з вертикальною віссю обертання. Типи. Основи теорії та розрахунку

Ротаційні різальні апарати безпідпiрного різання з вертикальною віссю обертання (див. рис. 5.19, *г, ж*) відомі з 1799 р. У цьому році англійський фермер Бойс запропонував конструкцію косарки-жатки, яка мала вигляд горизонтального диска із шістьма серпами. Диск закріплювався на вертикальному валу, який обертався від ходового колеса жатки через дві пари конічних шестерень. Подальший розвиток таких апаратів здійснили Глаустон (1805 р.), Левшин і Сміт (1811 р.), брати Хитрові (1845 р.) та інші винахідники. Вперше у колишньому СРСР ротаційну косарку почали виготовляти лише в 1974 р.

Істотною відмінністю ротаційних різальних апаратів косарок від апаратів зі зворотно-поступальним рухом ножів, згідно з принципом зрізу, є те, що ротаційні апарати здійснюють безпідпiрний зріз, тобто без застосування протиризальних або підпiрних елементів. При цьому швидкість ножів становить 60...80 м/с, тоді як в апаратах зі зворотно-поступальним рухом ножів середня швидкість може дорівнювати приблизно 3 м/с. Крім цього, ротаційний різальний апарат забезпечує скошування травостою незалежно від його стану (полеглий, високоврожайний) при великій швидкості косарки (до 15 км/год), причому її швидкість обмежується швидкістю трактора і умовами роботи тракториста, що не характерно для апаратів зі зворотно-поступальним рухом ножів.

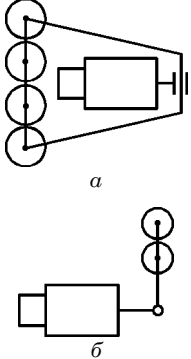
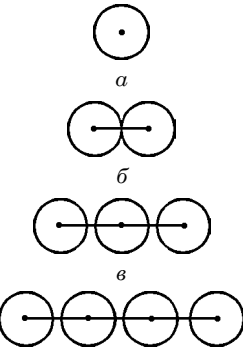
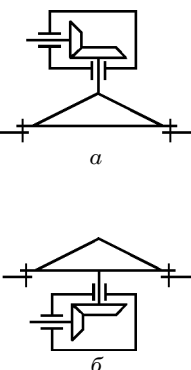
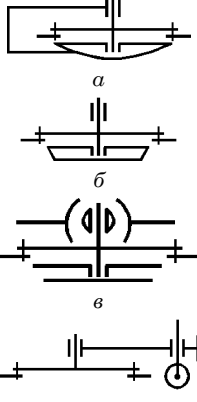
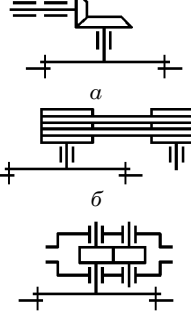
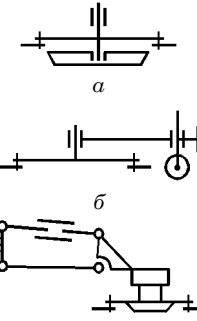
Схема	Ознака	Схема	Ознака
 <p style="text-align: center;"><i>a</i></p> <p style="text-align: center;"><i>б</i></p>	<p>За розміщенням апарата: <i>a</i> — фронтально; <i>б</i> — збоку</p>	 <p style="text-align: center;"><i>a</i></p> <p style="text-align: center;"><i>б</i></p> <p style="text-align: center;"><i>в</i></p> <p style="text-align: center;"><i>г</i></p>	<p>За кількістю роторів: <i>a</i> — однороторні; <i>б</i> — двороторні; <i>в</i> — трироторні; <i>г</i> — багатороторні</p>
 <p style="text-align: center;"><i>a</i></p> <p style="text-align: center;"><i>б</i></p>	<p>За розміщенням приводу: <i>a</i> — зверху; <i>б</i> — знизу</p>	 <p style="text-align: center;"><i>a</i></p> <p style="text-align: center;"><i>б</i></p> <p style="text-align: center;"><i>в</i></p> <p style="text-align: center;"><i>г</i></p>	<p>За способом копіювання: <i>a</i> — нерухомим диском; <i>б</i> — поворотною тарілкою; <i>в</i> — сферичним шарніром; <i>г</i> — колесами</p>
 <p style="text-align: center;"><i>a</i></p> <p style="text-align: center;"><i>б</i></p> <p style="text-align: center;"><i>в</i></p>	<p>За типом приводу: <i>a</i> — зубчастою передачею; <i>б</i> — клинопасовою; <i>в</i> — гідромотором</p>	 <p style="text-align: center;"><i>a</i></p> <p style="text-align: center;"><i>б</i></p> <p style="text-align: center;"><i>в</i></p>	<p>За способом регулювання висоти зрізу: <i>a</i> — змінною тарілкою; <i>б</i> — колесами; <i>в</i> — центральною тягою</p>

Схема	Ознака	Схема	Ознака
	<p>За формою ротора: <i>a</i> — дискові; <i>б</i> — конічні; <i>в</i> — циліндричні; <i>г</i> — циліндрично-конічні</p>		<p>За розміщенням ротора відносно горизонту: <i>a</i> — паралельно; <i>б</i> — під кутом</p>
	<p>За розміщенням лінії центрів ротора: <i>a</i> — перпендикулярно до v_M; <i>б</i> — під кутом до v_M; <i>в</i> — комбіновано до v_M</p>		<p>За напрямком обертання роторів: <i>a</i> — із зустрічним; <i>б</i> — в один бік</p>

Рис. 5.37. Класифікаційні ознаки ротаційних різальних апаратів з вертикальною віссю обертання

Типи. Ротаційні різальні апарати з вертикальною віссю обертання застосовують у косарках для скошування природних і сіяних трав, обкошування обочин доріг, схилів і бERM меліоративних каналів тощо. Класифікаційні ознаки таких апаратів наведено на рис. 5.37.

Основи теорії та розрахунку. Траекторія абсолютного руху ножа. Маємо ротор у вигляді круглого диска з чотирма ножами. Позначимо: R — радіус ротора по кінцевих точках ножа (рис. 5.38), r — радіус елемента, що несе ножі (диска), α — кут між суміжними ножами, а ножі — у вигляді прямих ліній ab і cd відповідно першого 1 і другого 2 ножів.

Беремо прямокутну систему координат. Машина зі швидкістю v_M рухається в напрямку осі x , а ротор обертається з кутовою швидкістю ω за ходом годинникової стрілки.

Тоді при повороті ножа 1 на кут ωt рівняння руху для точок a і b становитимуть

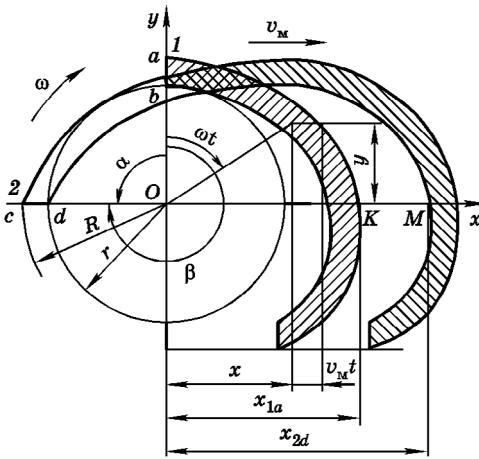


Рис. 5.38. Схема до розрахунку параметрів ротаційного різального апарата з вертикальною віссю обертання

$$\left. \begin{aligned} x_a &= R \sin \omega t + v_M t; \\ x_b &= r \sin \omega t + v_M t; \end{aligned} \right\} (5.69)$$

$$\left. \begin{aligned} y_a &= R \cos \omega t; \\ y_b &= r \cos \omega t. \end{aligned} \right\} (5.70)$$

Рівняння руху крайніх точок ножа 2 матимуть вигляд

$$\left. \begin{aligned} x_c &= R \sin(\omega t_1 - \alpha) + v_M t_1; \\ x_d &= r \sin(\omega t_1 - \alpha) + v_M t_1; \end{aligned} \right\} (5.71)$$

$$\left. \begin{aligned} y_c &= R \cos(\omega t_1 - \alpha); \\ y_d &= r \cos(\omega t_1 - \alpha). \end{aligned} \right\} (5.72)$$

Задавши значення кута повороту ωt через певні проміжки і визначивши при цьому час t повороту ротора

на певний кут, за відомих параметрів v_M , ω і α згідно із залежностями (5.69), (5.70), (5.71) і (5.72) отримуємо траєкторії абсолютного руху крайніх точок ножів 1 і 2, які мають вигляд видовжених циклоїд.

Заштриховані ділянки, обмежені циклоїдами крайніх точок обох ножів (див. рис. 5.38), визначають ділянки, на яких рослини будуть зрізані, а заштриховані хрестоподібно — холостого пробігу ножа 2 (повторного перерізання зрізаних рослин). На ділянці, обмеженій циклоїдою точки d ножа 2 і циклоїдою точки a ножа 1, рослини не будуть зрізані.

Кількість ножів. Потрібну кількість ножів на диску визначають із умови уникнення огріху, тобто, коли $KM = 0$ (див. рис. 5.38). Це можливо за умови

$$x_{1a} = x_{2d} \quad (x_a = x_d), \quad (5.73)$$

тобто коли траєкторії точки a ножа 1 і точки d ножа 2 перетнуть вісь Ox через певний час, відповідно

$$\left. \begin{aligned} t &= \frac{\pi}{2\omega} \left(\text{із } \omega t = \frac{\pi}{2} \right); \\ t_1 &= \frac{\pi/2 + \alpha}{\omega} \left(\text{із } \omega t_1 = \frac{\pi}{2} + \alpha \right). \end{aligned} \right\} (5.74)$$

Підставивши x_a і x_d із залежностей (5.69), (5.71) і t та t_1 із залежностей (5.74) у залежність (5.73), отримуємо

$$R \sin \frac{\pi}{2} + v_M \frac{\pi}{2\omega} = r \sin \left(\frac{\pi}{2} + \alpha - \alpha \right) + v_M \frac{\pi/2 + \alpha}{\omega},$$

звідки $R - r = \frac{v_M}{\omega} \alpha$.

Оскільки $R - r$ — це довжина l робочої частини ножа, а $\alpha = 2\pi/m$, де m — кількість ножів, остаточно отримуємо

$$m = \frac{2\pi v_M}{\omega l}. \quad (5.75)$$

Довжина робочої частини ножа у косарках становить 40...60 мм, а кількість ножів на одному роторі — 1, 2 і 3.

Розраховуючи потрібну кількість ножів, спочатку визначають кутову швидкість ротора із умов безпідпiрного зрізу рослин.

Кутова швидкість ротора. Вихідними передумовами для визначення кутової швидкості ротора є перші рівняння залежностей (5.69) і (5.70), тобто

$$\begin{aligned} x_a &= R \sin \omega t + v_M t; \\ y_a &= R \cos \omega t. \end{aligned}$$

Оскільки швидкість ножа в напрямку осей Ox і Oy відповідно

$$\left. \begin{aligned} u_x &= \frac{dx_a}{dt} = \dot{x}_a = R\omega \cos \omega t + v_M; \\ u_y &= \frac{dy_a}{dt} = \dot{y}_a = -R\omega \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (5.76)$$

то абсолютна швидкість ножа

$$\begin{aligned} u_a &= \sqrt{\dot{x}_a^2 + \dot{y}_a^2}, \text{ або} \\ u_a &= \sqrt{(R\omega \cos \omega t + v_M)^2 + (-R\omega \sin \omega t)^2}, \text{ або} \\ u_a &= \sqrt{R^2 \omega^2 + 2v_M R \omega \cos \omega t + v_M^2} = \sqrt{(R\omega \pm v_M)^2}. \end{aligned} \quad (5.77)$$

Із залежності (5.77) видно, що максимальне значення абсолютної швидкості ножа буде при $\omega t = 0$, а мінімальне — при $\omega t = \pi$, тобто

$$\left. \begin{aligned} u_{a \max} &= R\omega + v_M; \\ u_{a \min} &= R\omega - v_M. \end{aligned} \right\} \quad (5.78)$$

Щоб перерізати стебло без опори, абсолютна мінімальна швидкість ножа має бути більшою або дорівнювати потрібній швидкості безпідпiрного рiзання v_p , тобто

$$u_{a \min} \geq v_p.$$

Тоді із другого рівняння залежності (5.78) випливає, що

$$R\omega - v_M \geq v_p,$$

звідки кутова швидкість ротора

$$\omega \geq \frac{v_p + v_M}{R}. \quad (5.79)$$

У ротаційних косарках кутова швидкість ротора становить 150...300 с⁻¹.

Щоб визначити ω слід знати v_p і R . Швидкість машини, як правило, задають, виходячи із потрібної продуктивності машини і умов роботи.

Швидкість безпідпiрного рiзання можна визначити для будь-якої конкретної рослини за залежністю

$$v_p \geq \frac{P}{\frac{3\Delta t EJ}{h^3} + \Delta t m}, \quad (5.80)$$

де P — зусилля, потрібне для перерізання стебла (визначають експериментально); EJ — жорсткість стебла; h — встановлювальна висота зрізу; m — зведена маса стебла в точку удару; Δt — час удару.

При цьому зусилля P залежить від кута загострення ножа, гостроти різальної кромки, кута ковзання, властивостей стебла тощо. Тому і швидкість v_p для певного виду рослин і при відповідних геометричних параметрах ножа буде різною. Ось чому v_p , як правило, визначають експериментально.

Так, під час рiзання без опори звичайним сегментом швидкість рiзання для люпину становить 11...15 м/с, тимофіївки — 30...35, конопель і кукурудзи — 3...10, різнотрав'я на луках — 65 м/с.

Радіус ротора. В ротаційних косарках для заготівлі кормів застосовують переважно 2, 4 і 6 роторів. Результати досліджень щодо вибору кількості роторів (і їх діаметра) за однакової ширини захвату

косарки засвідчують, що за енергетичними і якісними показниками роботи ефективнішими є косарки з меншими діаметрами роторів (0,4...0,6 м), ніж з більшими (0,7...0,8 м).

Потужність на валу відбору потужності трактора для приведення роторів косарки в рух складається із потужностей на холостий хід $N_{x,x}$, потужності на відкидання зрізаної маси N_B та зрізування трав'яної маси $N_{зр}$.

Для косарки КРН-2,1, яка має ширину захвату 2,1 м, з нижнім приводом чотирьох роторів за швидкості агрегату 4 м/с потужність на ВВП становить близько 17 кВт, а потужність двигуна трактора — близько 35 кВт.

5.3.5. Ротаційні різальні апарати з прямолінійним поступальним рухом ножів. Основи теорії та розрахунку

Ротаційні різальні апарати з прямолінійним поступальним рухом ножів (див. рис. 5.19, д) мають вигляд нескінченної стрічки (паса, ланцюга) із закріпленими на ній ножами. Такі апарати запропоновані для косарок і жаток для скошування рослинної маси без підпирних елементів. Нині їх не застосовують у збиральних машинах, оскільки елементи, на яких закріплено ножі, провисають під дією власної ваги, внаслідок чого висота стерні буде нерівномірною. Проте винахідники продовжують удосконалювати такий апарат, адже він зарекомендував себе з позитивного боку, наприклад у бензопилах.

Основи теорії та розрахунку. Маємо сегменти, закріплені на стрічці на відстані S (рис. 5.39). Параметри h і α сегментів відомі. Вибираємо систему координат xOy . Під час роботи сегменти у відносному русі переміщуються в напрямку осі x зі швидкістю u_H , а у переносному — в напрямку осі y зі швидкістю машини u_M . В абсолютному русі u_a робочі кромки сегментів зрізуватимуть рослинну масу на заштрихованих ділянках.

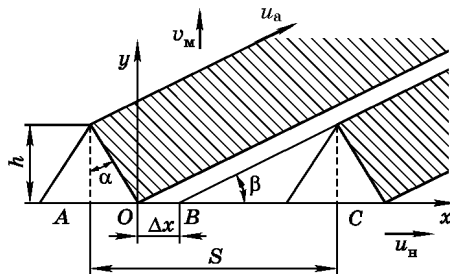


Рис. 5.39. До визначення відстані між ножами ротаційного різального апарата з прямолінійним поступальним рухом

Для випадку, коли траєкторія верхньої точки другого сегмента не накладається на траєкторію нижньої точки першого сегмента, буде ділянка незрізаного стеблостою (огріх) завширшки Δx . З ме-

тою усунення огріху, тобто коли $\Delta x = 0$, відстань

$$S = AO + \Delta x + BC.$$

Оскільки $AO = h \operatorname{tg} \alpha$, $BC = h \operatorname{ctg} \beta$, $\operatorname{ctg} \beta = u_{\text{н}} / v_{\text{м}}$, то

$$S = h \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{u_{\text{н}}}{v_{\text{м}}} \right). \quad (5.81)$$

Абсолютна швидкість ножа $u_{\text{а}}$ має бути більшою від швидкості безпідпiрного рiзання $v_{\text{р}}$. Якщо

$$u_{\text{а}} = \sqrt{v_{\text{м}}^2 + u_{\text{н}}^2}, \text{ а } u_{\text{н}} = \omega R,$$

де ω — кутова швидкість зірочки (шківка); R — радіус зірочки (шківка), то

$$u_{\text{н}} > \sqrt{v_{\text{р}}^2 - v_{\text{м}}^2}. \quad (5.82)$$

Швидкість безпідпiрного рiзання визначають за залежністю (5.80) або експериментально.

5.3.6. Ротаційні різальні апарати з горизонтальною віссю обертання. Основи теорії та розрахунку

Ротаційні різальні апарати з горизонтальною віссю обертання застосовують на косарках-подрібнювачах. Вони призначені для приготування зеленого корму, силосної маси із різних культур як на корені, так і із валків, зрізують гичку картоплі, цукрових буряків тощо. Під час роботи ножі зрізують нахилені вперед (щитком) стебла і з великою швидкістю подають їх угору в зазор (до 12 мм) між нерухомою протирізальною пластиною і ножами барабана. Стебла, рухаючись у зазорі, зазнають повторних ударів інших ножів, подрібнюються і транспортуються у причеплений ззаду візок.

Швидкість кінцевих точок ножів для зрізування тонких стебел становить 40...50 м/с, а для товстостеблових — 20...25 м/с.

Основні позитивні властивості косарок-подрібнювачів полягають у тому, що вони, маючи лише один робочий орган — ротор з ножами, забезпечують зрізування рослинної маси, подрібнення і транспортування її у візок. Машина універсальна і має високу надійність технологічного процесу.

Недоліками такої косарки є нерівномірна і довша різка стебел, збільшення втрат урожаю при збиранні довгостеблових культур, засмічення подрібненої маси землею при рідкому травостої і сухому ґрунті, велика потужність на одиницю ширини захвату (при ширині захвату 1,5 м — 22 кВт).

Основи теорії та розрахунку. Траекторія абсолютного руху точки ножа. Маємо барабан радіусом R (рис. 5.40) по кінцевих точках першого 1 і другого 2 ножів, центральний кут між якими α . Барабан обертається за ходом годинникової стрілки, а косарка рухається в напрямку осі x прямокутної системи координат xOy .

Складаємо рівняння руху кінцевої точки a ножа 1 . Коли барабан повернеться на кут ωt , тобто точка a переміститься в положення b , машина за цей час переміститься з точки b у точку d , тобто на відстань $v_M t$.

Тоді рівняння руху кінцевої точки ножа 1 матимуть вигляд

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= R \sin \omega t + v_M t; \\ y_1 &= R \cos \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (5.83)$$

де v_M — поступальна швидкість машини; ω — кутова швидкість барабана; t — час, за який барабан повертається на кут ωt .

Траекторією кінцевої точки ножа 1 буде крива ade . Кінцева точка ножа 2 опише таку саму траекторію, але зміщену в напрямку v_M на величину

$$x_c = v_M t_c = v_M \frac{\alpha}{\omega},$$

де α — центральний кут між суміжними ножами, які рухаються по одному і тому самому сліду.

Рівняння руху кінцевої точки ножа 2 матимуть вигляд

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= R \sin(\omega t - \alpha) + v_M t; \\ y_2 &= R \cos(\omega t - \alpha), \end{aligned} \right\} \quad (5.84)$$

а траекторією буде крива cp .

Зона різання S у проекції на вісь x дорівнює

$$S = x_p - x_c.$$

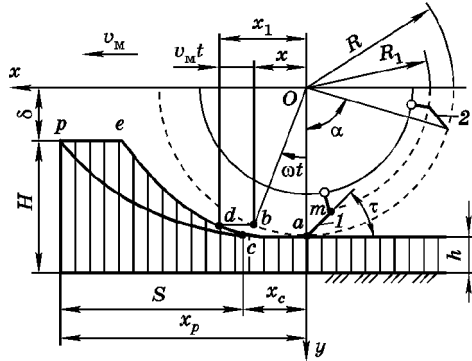


Рис. 5.40. Схема до визначення параметрів ротаційного різального апарата з горизонтальною віссю обертання

Оскільки

$$x_p = R \sin(\omega t_p - \alpha) + v_M t_p;$$

$$x_c = v_M \frac{\alpha}{\omega},$$

$$y_p = \delta = R \cos(\omega t_p - \alpha)$$

(див. друге рівняння залежності (5.84)), маємо

$$\cos(\omega t_p - \alpha) = \frac{\delta}{R},$$

звідки

$$t_p = \frac{\alpha + \arccos \delta/R}{\omega}.$$

Оскільки $\sin(\omega t_p - \alpha) = \sqrt{1 - \cos^2(\omega t_p - \alpha)} = \frac{\sqrt{R^2 - \delta^2}}{R}$, то остаточно отримаємо

$$\begin{aligned} S &= \frac{\alpha + \arccos \frac{\delta}{R}}{\omega} v_M - v_M \frac{\alpha}{\omega} + \sqrt{R^2 - \delta^2} = \\ &= \frac{v_M}{\omega} \left(\frac{1}{2} + \arccos \frac{\delta}{R} \right) + \sqrt{R^2 - \delta^2}. \end{aligned} \quad (5.85)$$

Частоту обертання n ротора барабана визначають із умови, що лінійна швидкість u_l кінцевої точки ножа має бути більшою від швидкості v_p безпідпiрного різання, тобто

$$u_l = \omega R = \frac{\pi n}{30} R > v_p, \quad \text{звідки } n > \frac{30 v_p}{\pi R}, \quad (5.86)$$

де $v_p = 20 \dots 50$ м/с (визначають експериментально).

Радіус барабана R по кінцевих точках ножів визначають із умови, що розмір зони різання по вертикалі не повинен перевищувати величину

$$R > H - h, \quad (5.87)$$

де H — висота стебла; h — задана висота зрізу.

У косарках-подрібнювачах $R = 250 \dots 350$ мм.

Ширину ножа вибирають, виходячи із максимального діаметра стебла d_{\max} культури, що збирається, мм:

$$B = d_{\max} + (30 \dots 50). \quad (5.88)$$

Довжина робочої частини ножа am (див. рис. 5.40) зумовлюється кутом установлення ножа τ і радіусом R_1 . При зменшенні кута τ погіршується сходження зрізаної маси з ножа, а при збільшенні — значно збільшується енергія на різання і подолання опору повітря. Досліди показують, що кут τ бажано брати $30 \dots 40^\circ$.

Якщо різальний апарат зрізує стеблостій без попереднього нахилу, то до кінця фази різання на робочій частині ножа накопичуються зрізані частинки стебел за рахунок підпору незрізаних рослин, а потім під дією відцентрових сил вони сходять з поверхні ножа. Отже, на робочій поверхні ножа мають бути всі стебла, які розміщені на ділянці S .

Визначаємо довжину робочої частини ножа L і радіус R_1 :

$$L = am \geq Nd = \sqrt{k}Sd; \quad (5.89)$$

$$R_1 = R - am \sin \tau,$$

де N — кількість стебел на довжині S зони різання; d — діаметр стебла; k — кількість стебел на 1 м^2 ; \sqrt{k} — кількість стебел, розміщених на одиниці довжини.

Кількість рядів ножів z , що проходять по одному сліду, визначаємо із таких міркувань. Якщо зрізують довгі, паралельно нахилені стебла, то за довжину різки l можна взяти відрізок ep . Зв'язок l із z отримаємо таким чином.

Оскільки $ep = l = v_m \frac{\alpha}{\omega}$, а $\alpha = 2\pi/z$, то $l = 2\pi \frac{v_m}{z\omega}$, звідки

$$z = \frac{2\pi v_m}{l\omega}. \quad (5.90)$$

5.4. Вальцьові апарати

5.4.1. Типи і призначення вальцьових апаратів

Вальцьові апарати, як і плющильні вальці, застосовують у косарках-плющилках. Зрізана стеблова маса спрямовується у зазор між двома вальцями, які обертаються назустріч один одному. Внаслідок цього стебла розплющуються, що призводить до одночасного виси-

ханья їх з листовою частиною. Таким чином забезпечується зменшення втрат листків у 1,5–2 рази, більше зберігається каротину і протеїну.

Вальці встановлено один над одним. Верхній валець підпружинений. Геометрична форма і матеріал поверхні вальців різноманітні. Використовують вальці металеві і обгумовані, гладенькі й рифлені з прямими та гвинтоподібними пазами (рис. 5.41, а, б). Відомі косарки-плющилки, нижній валець яких шевронний, а верхній — гладенький. Верхній і нижній вальці деяких плющильних апаратів мають гвинтові пази, розміщені під різним кутом до осі.

Вальцьові апарати як качановідокремлювальні застосовують у комбайнах для збирання кукурудзи на зерно. Для кращого захвату стебел поверхні відокремлювальних вальців обладнують ребрами (рис. 5.41, в, з).

Вальцьові апарати як живильні (рис. 5.41, д, е, є, ж) застосовують у кормозбиральних комбайнах. Вони затягують, ущільнюють, рів-

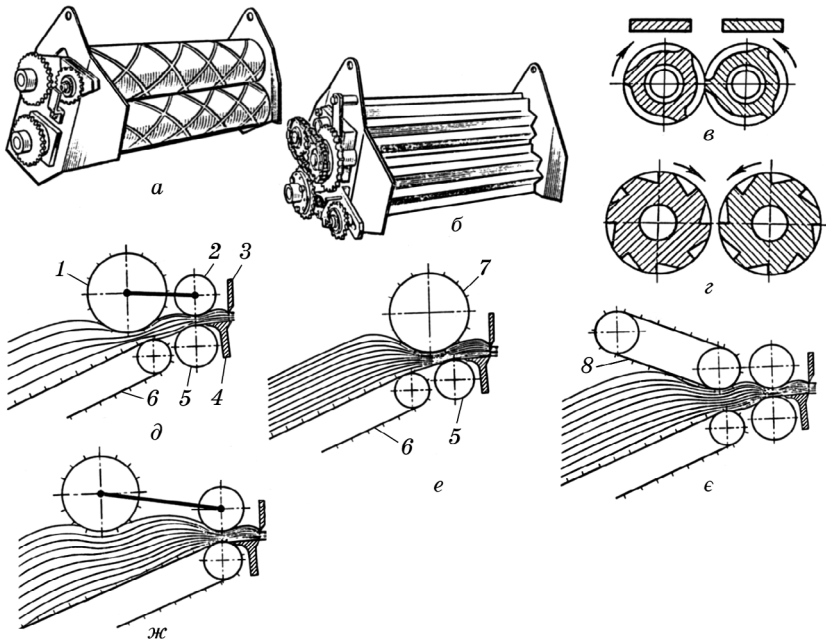


Рис. 5.41. Схеми вальцьових апаратів:

а — плющильні вальці рифлені з гвинтоподібними пазами; б — плющильні вальці рифлені з прямими пазами; в — переріз відокремлювальних вальців кукуруддозбиральних машин; з — переріз плющильних вальців косарок-плющилок; д, е, є, ж — живильні апарати кормозбиральних комбайнів; 1 — приймальний бітер; 2 і 7 — верхні вальці; 3 — ніж; 4 — протирізална пластина; 5 — нижній валець; 6 і 8 — конвеєри

номірно розподіляють стеблову масу по протиризальній частині подрібнювального апарата.

Крім цього, вальцьові апарати застосовують для роздавлювання коробочок льону і перетирання їх оболонок з метою відокремлення насіння.

5.4.2. Основи теорії та розрахунку вальцьових апаратів

Умови захоплення стебел гладенькими вальцями. Маємо вальці діаметром D_1 і D_2 (рис. 5.42), які установлені із зазором a і обертаються з кутовими швидкостями ω_1 і ω_2 .

Робочий процес вальців може відбуватися за три етапи, які змінюються послідовно: захоплення і зтягування стебел; протягування; вихід стебел із робочої зони. Найвідповідальніший етап — захоплення стебел.

Стебла завтовшки h подаються з певним зусиллям у робочий зазор a . Тому в точці контакту виникають нормальні реакції N_1 і N_2 , перпендикулярні до поверхні вальців, і дотичні до неї сили тертя F_1 і F_2 .

Спроекувавши всі сили на вісь x , отримаємо, що для захоплення стебел вальцями потрібно, щоб виконувалась умова

$$F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 \geq N_1 \sin \alpha_1 + N_2 \sin \alpha_2, \quad (5.91)$$

де α_1, α_2 — кути захоплення стебел.

Оскільки $F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1$, а $F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2$, де φ_1 і φ_2 — кути тертя стебел по вальцях, то, підставивши значення F_1 і F_2 у залежність (5.91), отримаємо

$$N_1 \operatorname{tg} \varphi_1 \cos \alpha_1 + N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \alpha_2 \geq N_1 \sin \alpha_1 + N_2 \sin \alpha_2.$$

В існуючих вальцьових апаратах різниця діаметрів D_1 і D_2 незначна, тому з достатньою точністю можна вважати, що $N_1 = N_2$, а $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$.

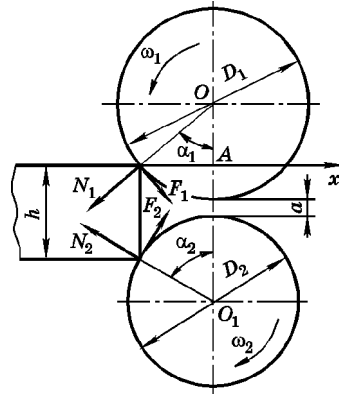


Рис. 5.42. Схема до обґрунтування умов захоплення стебел гладенькими вальцями

Перетворивши наведену вище залежність, матимемо умову захоплення стebel вальцями

$$\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2 \geq 2 \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.92)$$

Захоплення стebel не відбуватиметься, якщо

$$\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2 \leq 2 \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.93)$$

Захоплення стebel у косарках-плющилках та коробочок льону теркового апарата може бути за виконання умови (5.92), а щоб качани не захоплювалися вальцями — за умови (5.93).

Діаметр вальців. Робота вальців залежить від значення кутів φ_1, φ_2 і α . Кути φ_1, φ_2 , у свою чергу, залежать від фрикційних властивостей поверхонь вальців. Кут α змінюється залежно від геометричних розмірів вальців і стebel, а також від зазору a між вальцями.

Із рис. 5.42 видно, що $\cos \alpha = \frac{2OA}{D}$. Оскільки $OA = \frac{D}{2} + \frac{a}{2} - \frac{h}{D}$, то

$$\cos \alpha = 1 + \frac{a}{D} - \frac{h}{D}. \quad (5.94)$$

Беручи для качановідокремлювальних і плющильних вальців $\varphi_1 = \varphi_2$ із залежностей (5.92) і (5.93), отримаємо

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi &\geq \operatorname{tg} \alpha \text{ або } \varphi \geq \alpha; \\ \operatorname{tg} \varphi &\leq \operatorname{tg} \alpha \text{ або } \varphi \leq \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (5.95)$$

Якщо $\varphi \geq \alpha$, то $\cos \varphi \leq \cos \alpha$. Тоді із залежності (5.94) матимемо

$$\cos \varphi \leq 1 + \frac{a}{D} - \frac{h}{D},$$

звідки

$$D \geq \frac{h - a}{1 - \cos \varphi}. \quad (5.96)$$

Із залежності (5.96) випливає, що чим більший діаметр вальців, тим краща їх захоплювальна здатність.

За аналогією із залежністю (5.96) можна записати

$$D \leq \frac{h - a}{1 - \cos \varphi}. \quad (5.97)$$

Отже, щоб уникнути захоплення качанів вальцями, їхній діаметр потрібно зменшувати.

Швидкість обертання вальців. Вальці мають протягувати стеблову масу з такою швидкістю, за якої вона не накопичуватиметься перед ними. Це може відбуватися тоді, коли кількість маси q_0 , що протягується вальцями за одиницю часу, дорівнюватиме її подачі q до вальців, тобто $q_0 = q$.

Кількість маси, що протягується вальцями, залежить від робочої довжини l вальців, швидкості переміщення маси u_m у зазорі a між вальцями і щільності ρ маси, тобто

$$q_0 = \varepsilon \eta \rho a l u_m,$$

де ε — коефіцієнт, який ураховує використання ширини робочої щілини вальців. Для вальців кукурудзозбиральних комбайнів $\varepsilon = 0,60 \dots 0,71$; для плющильних вальців стеблової маси $\varepsilon = 0,80 \dots 0,85$.

Швидкість маси, що протягується вальцями, залежить від швидкості вальців u_v і від буксування їх по рослинній масі. Врахувавши буксування коефіцієнтом $\eta = 0,8 \dots 0,9$, отримуємо

$$q_0 = \varepsilon \eta \rho a l u_v. \quad (5.98)$$

Подача маси q до вальців

$$q = B v_m Q, \quad (5.99)$$

де B — ширина захвату, наприклад, косарки-плющилки; v_m — швидкість машини; Q — врожайність рослинної маси.

Прирівнявши залежності (5.98) і (5.99), знайдемо

$$\frac{u_v}{v_m} = \lambda = \frac{BQ}{\varepsilon \eta \rho a l}. \quad (5.100)$$

Косарка-плющилка КПС-5,0Г має ширину захвату $B = 5$ м, а довжину плющильних вальців $l = 1840$ мм. При цьому діаметр вальців $D = 218$ мм, а частота обертання їх — $n = 613$ об/хв.

Ротаційна косарка-плющилка КПРН-3,0 має $B = 3$ м, $l = 2500$ мм, $D = 218$ мм, $n = 745$ об/хв.

5.5. Подрібнювальні апарати

Подрібнювальні апарати призначені для подрібнення рослинної маси на корені (див. п. 5.3.6), а також зрізаній. Останні застосовують у подрібнювачах незернової частини врожаю зернозбиральних комбайнів, а також кормозбиральних.

5.5.1. Призначення, типи і застосування подрібнювальних апаратів

У кормозбиральних комбайнах застосовують барабанні та дискові подрібнювачі (рис. 5.43). Вони призначені для подрібнення зрізаної рослинної маси на різку та кукурудзи і фуражних культур при збиранні їх на корм у різних стадіях стиглості, а також для подавання подрібненої маси до транспортних засобів.

Барабанні подрібнювачі бувають плосконожові (рис. 5.43, б) і з гвинтоподібними ножами (рис. 5.43, а, г), які можуть бути багатосекційними (рис. 5.43, а).

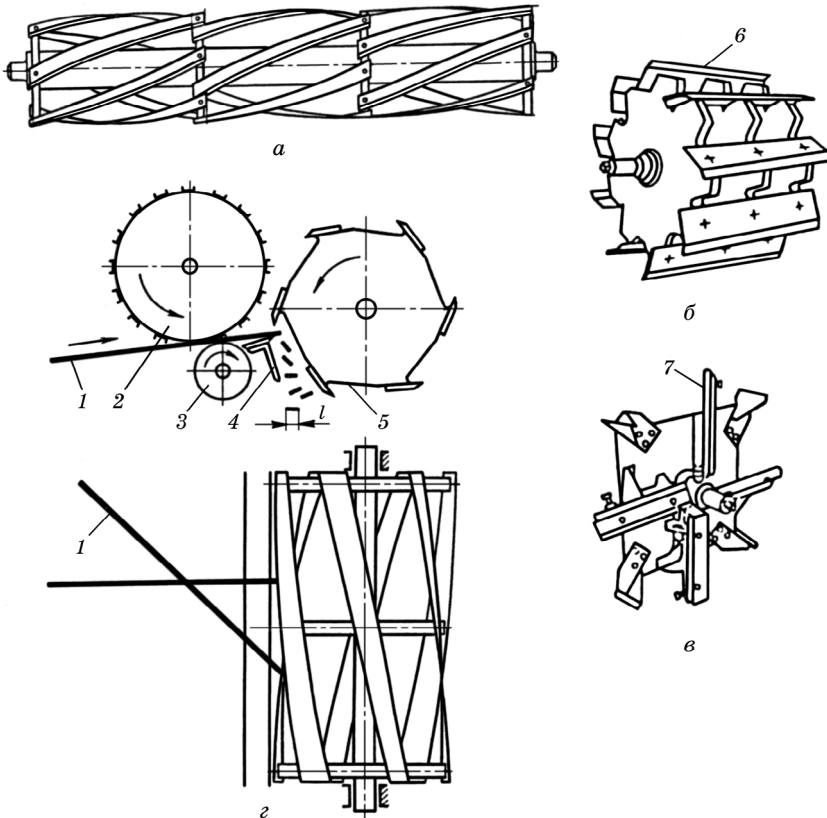


Рис. 5.43. Схеми подрібнювальних апаратів кормозбиральних комбайнів:

а — барабанний багатосекційний; б — барабанний плосконожовий; в — дисковий; г — барабанний з гвинтоподібними ножами; 1 — стебло; 2 — верхній валець; 3 — нижній валець; 4 — протирізальна пластина; 5 — циліндричний барабан; 6 і 7 — ножі; l — довжина різки

Барабанный подрібнювач має вигляд циліндра 5 завдовжки 0,35...2,60 м із ножами 6 і протирізальною пластиною 4. Залежно від ступеня подрібнення встановлюють від 2 до 12 ножів. Частота обертання барабана становить 750...1400 об/хв, діаметр барабана — 400...800 мм. Роботі подрібнювача сприяє живильний апарат, який має верхній 2 і нижній 3 вальці.

Довжина різки під час роботи подрібнювача нерівномірна. Розрахункова довжина різки буде меншою для тих стебел, які рухаються перпендикулярно до кромки протирізальної пластини. Для стебел 1, що рухаються під кутом до кромки протирізальної пластини, довжина різки буде більшою, ніж розрахункова.

Дисковий подрібнювач має вигляд плоского диска, по радіусу або під кутом до якого розміщено до 12 плоских ножів 7 (рис. 5.43, в). Діаметр диска по кінцевих точках ножів становить 850...1200 мм, колова швидкість — 35...40 м/с. Подрібнена маса переміщується завдяки кидально-вентиляторній дії ножів, а також лопатей, установлених між ними.

Для подрібнення корму із кукурудзи молочно-воскової і повної стиглості як у барабаних, так і в дискових подрібнювачах застосовують рифлені й перфоровані підбарабання.

Дискові подрібнювачі рівномірніше, ніж барабанні подрібнюють корм, особливо при збиранні підв'ялених трав і зернофуражних культур, а також інтенсивніше переміщують подрібнену масу.

5.5.2. Основи теорії та розрахунку подрібнювачів кормозбиральних комбайнів

Довжина різки l_p визначається типом живильних подрібнювальних апаратів, а також їхніми параметрами і режимом роботи. Із зменшенням довжини l_p повніше заповнюється місткість транспортних засобів, поліпшуються поживність і цілість корму, підвищується його засвоюваність. Проте зі зменшенням l_p зростають енерговитрати на подрібнення.

Довжина різки l_p залежить від швидкості подачі рослинної маси u_m живильними вальцями, від кількості z ножів на барабані чи диску та частоти обертання n барабана (диска):

$$l_p = \frac{u_m}{zn}.$$

Значення u_m зумовлюється коловою швидкістю u_b живильних вальців і коефіцієнтом η_b буксування маси в них, тобто

$$u_m = u_b(1 - \eta_b). \quad (5.101)$$

Із наведених вище залежностей випливає, що

$$l_p = \frac{u_B(1 - \eta_6)}{zn}. \quad (5.102)$$

Швидкість u_B змінюють за допомогою коробки передач, коефіцієнт $\eta_6 = 0,10 \dots 0,15$ (більші значення відповідають довгостебловим, менші — короткостебловим культурам).

Розрахункова регульована середня довжина різки, наприклад для комбайна КСК-100, становить: основна — 5; 10; 15; 20; 25 мм; додаткова — від 7,8 до 101,3 мм.

Пропускна здатність q визначається кількістю рослинної маси подрібненої до заданої довжини різки за одиницю основного часу роботи кормозбирального комбайна.

Пропускна здатність залежить від «живого» перерізу hb горловини подрібнювального апарата і швидкості подачі рослинної маси u_M живильними вальцями

$$q = hbu_M\rho_M\varepsilon_g, \quad (5.103)$$

де h — висота горловини; b — ширина горловини; ρ_M — щільність рослинної маси спресованої вальцями ($\rho_M = 280 \dots 350$ кг/м³); ε_g — коефіцієнт використання «живого» перерізу горловини (для трав $\varepsilon_g = 0,80 \dots 0,85$, для кукурудзи $\varepsilon_g = 0,60 \dots 0,70$).

Із залежностей (5.101) і (5.103) знаходимо

$$q = hbu_B(1 - \eta_6)\rho_M\varepsilon_g. \quad (5.104)$$

Швидкість руху v_M комбайна визначають, виходячи із пропускнуої здатності q і подачі q_0 рослинної маси до подрібнювального апарата. Подача залежить від ширини захвату B жатки (підбирача), v_M і врожайності Q маси, тобто

$$q_0 = Bv_MQ. \quad (5.105)$$

Прирівнявши q із залежності (5.104) і q_0 із залежності (5.105), отримаємо залежність для визначення швидкості комбайна:

$$v_M = \frac{q}{BQ}. \quad (5.106)$$

Продуктивність комбайна за годину експлуатаційного часу визначають за залежністю

$$W = Bv_M\tau_{зм}, \quad (5.107)$$

де $\tau_{зм} = 0,75$ — коефіцієнт використання часу зміни.

5.6. Транспортувальні пристрої жаток

5.6.1. Призначення, типи і застосування транспортувальних пристроїв жаток

Транспортувальні пристрої жаток призначені для транспортування рослинної маси від одного робочого органа до другого. При цьому структура маси, що транспортується, може змінюватись.

У валкових жатках для скошування хлібів застосовують стрічкові конвеєри (полотенно-планчасті або пасово-планчасті), у жатках зернозбиральних комбайнів — конвеєри із прогумованої стрічки з металевими планками.

У жатках кормозбиральних комбайнів для скошування високостеблових культур і похилих камерах жатних частин зернозбиральних комбайнів застосовують ланцюгово-планчасті конвеєри.

У жатках кормозбиральних комбайнів для скошування трав та жатках зернозбиральних комбайнів застосовують також шнеки (гвинтові конвеєри), які звужують потік стебел, тобто змінюють структуру маси, що транспортується.

Для жатних частин зернозбиральних комбайнів характерним є те, що зрізана хлібна маса транспортується шнеком до його середини, а далі пальцевим механізмом передається до пальцевого механізму бітера проставки. Цей механізм спрямовує її до ланцюгово-планчастого конвеєра, а звідти — в молотильний зазор молотарки. У деяких конструкціях комбайнів хлібна маса ланцюгово-планчастим (плаваючим) конвеєром спрямовується до приймального бітера, а потім — у молотильний зазор. Приймальний бітер зменшує затягування маси планками конвеєра на його неробочу гілку. У комбайнах застосовують переважно чотирилопатеві бітери, лопаті яких установлені під кутом $23...25^\circ$ до його радіуса. Лінійна швидкість лопатей $6...8$ м/с.

5.6.2. Основи теорії та розрахунку транспортувальних пристроїв жаток

Параметри конвеєрів валкових жаток. Конвеєри валкових жаток формують одинарні або спарені валки при роздільному способі збирання зернових культур (рис. 5.44).

За роздільного способу збирання зернових культур висоту зрізу встановлюють $15...20$ см (при довжині стебел $l_{ст} = 70...100$ см та їх кількості $300...500$ шт. на 1 м² площі) та $20...25$ см (при $l_{ст} > 100$ та їх кількості понад 500 шт.).

Ширина валка не повинна перевищувати $1,7$ м (при використанні підбирачів шириною захвату $B = 2,1$ м) і $2,4$ м (при $B = 3,4$ м). Маса 1 м довжини валка (лінійна щільність) має бути такою, щоб

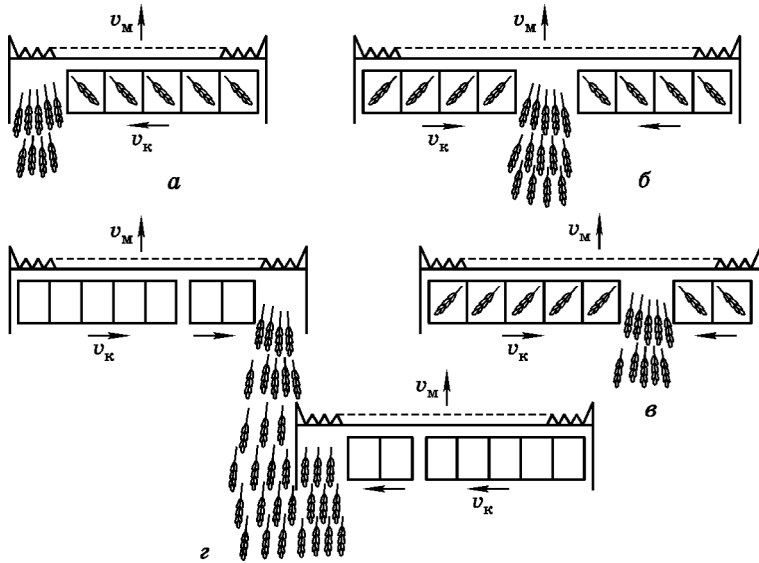


Рис. 5.44. Схеми формування одинарних і спарених валків жатками:
 а — постійно-потоковою; б — зустрічно-потоковою; в, г — змінно-потоковою

молотарка комбайна оптимально завантажувалася за швидкості руху $v_M = 1,3 \dots 1,5$ м/с.

Зрізані стебла, що потрапили на конвеєр, не можуть миттєво набути його швидкості через проковзування. Вони приводяться в рух завдяки силі тертя F , що виникає між стеблами і полотном конвеєра, та найбільшим прискоренням j , яке може надати полотно стеблу.

Прискорення. Оскільки $F = fmg$, де f — коефіцієнт тертя, m — маса стебла, g — прискорення вільного падіння, то для горизонтального переміщення стрічки конвеєра прискорення дорівнюватиме

$$j = fg,$$

а для стрічки, нахиленої під кутом β до горизонту (рис. 5.45),

$$j = g(f \cos \beta - \sin \beta).$$

Час t , протягом якого матеріал, що транспортується, набуде швидкості v_k , з урахуванням попередньої залежності становитиме

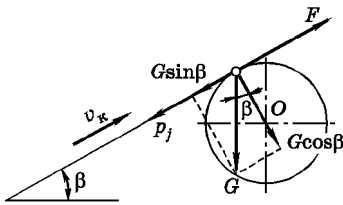


Рис. 5.45. До визначення кута нахилу стрічки конвеєра до горизонту

$$t = \frac{v_k}{g(f \cos \beta - \sin \beta)}.$$

Шлях, який пройде робоча гілка конвеєра за цей час:

$$l = \frac{v_k^2}{2g(f \cos \beta - \sin \beta)}. \quad (5.108)$$

Залежність (5.108), тобто довжина шляху, на якому відбувається розгін хлібної маси від початкової v_0 її швидкості до швидкості v_k конвеєра, виведено з таких міркувань.

Запишемо диференціальне рівняння руху матеріальної точки в прямокутній системі координат xOy (рис. 5.46):

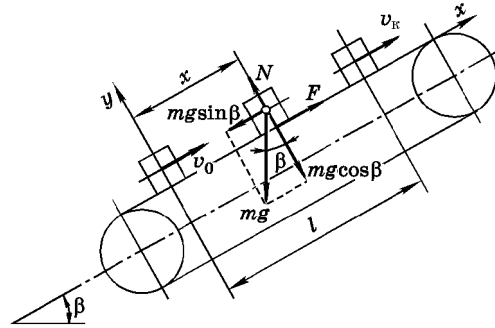


Рис. 5.46. Схема сил, що діють на хлібну масу в момент її подавання на конвеєр

$$mj = m \frac{dv}{dt} = -mg \sin \beta + F, \quad (5.109)$$

де N — нормальна реакція; v — швидкість точки; $F = fN$; $N = mg \cos \beta$.

Елементарний відрізок шляху $dx = vdt$, звідки $dt = \frac{dx}{v}$. Підставивши значення dt у рівняння (5.109), отримаємо

$$mv dv = (-mg \sin \beta + fmg \cos \beta) dx.$$

Зінтегрувавши рівняння

$$\int_{v_0}^{v_k} v dv = g(f \cos \beta - \sin \beta) \int_0^l dx,$$

отримаємо

$$\frac{v_k^2 - v_0^2}{2} = g(f \cos \beta - \sin \beta)l. \quad (5.110)$$

Для випадку, коли $v_0 = 0$, рівняння (5.110) матиме вигляд

$$l = \frac{v_{\kappa}^2}{2g(f \cos \beta - \sin \beta)},$$

тобто як і рівняння (5.108).

Для валкових жаток $v_0 = 0$; $\beta = 0$, тому

$$l = \frac{v_{\kappa}^2}{2gf}. \quad (5.111)$$

Для того щоб матеріал, що транспортується, зміг набути швидкості v_{κ} полотна конвеєра, потрібно його робочу гілку l_p брати більшою від l , тобто

$$l_p > l. \quad (5.112)$$

Кут нахилу стрічки конвеєра (див. рис. 5.45) визначають із умови забезпечення рівномірної подачі хлібної маси, тобто

$$F \geq G \sin \beta + P_j,$$

де $G = mg$; $P_j = mj$; $F = fN$; $f = \operatorname{tg} \varphi$; $N = mg \cos \beta$; φ — кут тертя.

Звідси

$$\operatorname{tg} \varphi \geq \operatorname{tg} \beta + \frac{j}{g \cos \beta}. \quad (5.113)$$

Отже, кут нахилу стрічки конвеєра до горизонту не повинен перевищувати кут тертя між хлібною масою (матеріалу) і полотном.

Швидкість конвеєра v_{κ} із умови безперервного процесу визначають за залежністю

$$q_0 = q_1, \quad (5.114)$$

де q_0 — подача маси за одиницю часу на конвеєр; q_1 — кількість маси за одиницю часу, що сходить із конвеєра;

$$q_0 = QBv_M, \quad (5.115)$$

де Q — врожайність хлібної маси; B — ширина захвату жатки; v_M — швидкість машини;

$$q_1 = Lhv_{\kappa}\rho, \quad (5.116)$$

де L — довжина зрізаних стебел; h — товщина шару стебел при

виході до викидного вікна жатки (рис. 5.47); ρ — щільність шару стебел.

Прирівнявши залежності (5.115) і (5.116), отримаємо

$$v_k = \frac{QBv_M}{Lh\rho}. \quad (5.117)$$

Швидкість руху полотен конвеєрів жаток становить 1,5...2,5 м/с, а $h = 10...30$ см.

Умова відривання стеблової маси від полотна конвеєра. У точці A (рис. 5.47) на стебла діють сили ваги G і відцентрова P_j . Оскільки $G = mg$,

$$P_j = \frac{mv_k^2}{r}, \text{ де } r \text{ — радіус ролика,}$$

то при $P_j \geq G$ стебла відриваються від полотна і здійснюють вільне падіння, тобто коли

$$v_k \geq \sqrt{gr}. \quad (5.118)$$

Ширина валка. Після відривання стеблової маси від точки A полотна конвеєра (рис. 5.48) вона рухатиметься по траєкторії AA_1 , а

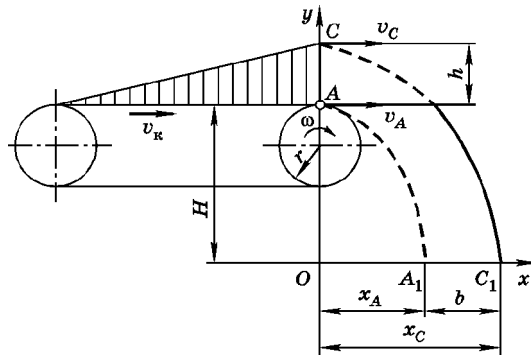


Рис. 5.48. До визначення ширини валка польоту стебел у проекції на вісь x ;

$$x_C = v_C t_C; \quad x_A = v_A t_A,$$

де v_C і v_A — швидкості вільного руху стебел у точках A і C у почат-

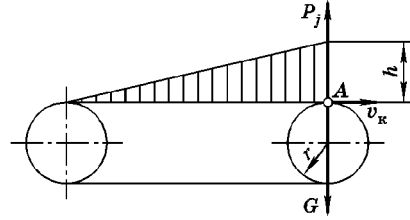


Рис. 5.47. До визначення швидкості конвеєра з умови відривання маси від полотна

верхній шар — по траєкторії CC_1 . Висота падіння стебел незначна, тому опором повітря і взаємодією стебел можна знехтувати. У цьому разі траєкторії матимуть вигляд параболи.

У системі координат xOy ширина валка b дорівнюватиме

$$b = x_C - x_A, \quad (5.119)$$

де x_C і x_A — дальність

ковий момент; t_C і t_A — час польоту стебел;

$$v_C = \omega(h + r); \quad v_A = \omega r;$$

$$t_C = \sqrt{\frac{2y_C}{g}}; \quad t_A = \sqrt{\frac{2y_A}{g}},$$

де ω — кутова швидкість ролика конвеєра; r — радіус ролика; h — товщина шару стебел на полотні конвеєра; y_C і y_A — координати точок A і C у напрямку осі y ;

$$y_C = H + h; \quad y_A = H; \quad y_C = \frac{qt_C^2}{2}; \quad y_A = \frac{qt_A^2}{2},$$

де H — відстань від нижньої площини валка до верхньої гілки полотна конвеєра.

Ураховуючи наведені вище залежності, отримаємо

$$\left. \begin{aligned} x_C &= \omega(h + r)\sqrt{2(H + h)/g}; \\ x_A &= \omega r\sqrt{2H/g}. \end{aligned} \right\} \quad (5.120)$$

Підставивши значення x_C і x_A із залежності (5.120) у залежність (5.119), остаточно отримаємо залежність для визначення ширини валка b .

Отже, ширина валка залежить від швидкості конвеєра, висоти шару стебел на ньому, висоти розміщення верхньої гілки полотна b конвеєра відносно нижньої площини валка.

Як правило, ширина валка має становити 1,7...2,4 м. У конструкціях жаток для звуження валків передбачено обмеження польоту стебел боковими щитками.

Параметри транспортувальних пристроїв жатних частин комбайнів. Жатні частини зернозбиральних комбайнів мають шнекову або конвеєрну жатку (рис. 5.49) для суцільного зрізування рослин та похилу камеру з плаваючим конвеєром. Вони призначені для збирання зернових колосових, зернобобових і круп'яних культур.

Жатні частини кукуруддозбиральних комбайнів та приставки до зернозбиральних комбайнів для збирання кукурудзи, соняшнику, рицини тощо мають рядкові жатки (рис. 5.49, в). Вони зрізують рослини в межах рядка і формують із них потоки кількома руслами. Маса рядкових жаток більша, ніж жаток для суцільного зрізування. Рядкові жатки потребують значних витрат енергії, робочий процес їх менш надійний. Такі жатки ефективні для збирання специфічних культур.

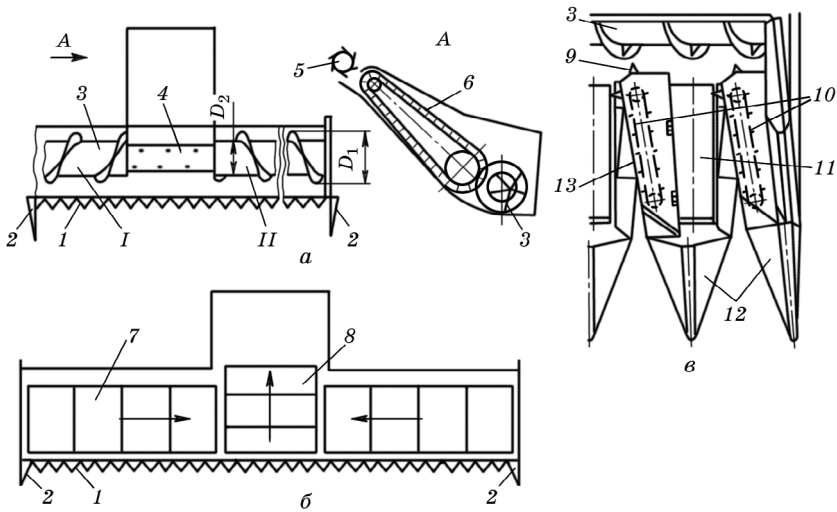


Рис. 5.49. Схеми шнекової (а) і конвеєрної (б) жаток для суцільного зрізування та руслу (в) рядкової жатки для зрізування рослин у межах рядка:

1 — різальний апарат; 2 і 12 — подільники; 3 — шнек; 4 — пальцевий механізм; 5 — приймальний бітер; 6, 7, 8, 10 і 11 — відповідно плаваючий, боковий, центральний і стрічковий конвеєри; 9 — ніж; 13 — палець конвеєра; I і II — праве і ліве навивання спіралей шнека

Жатні частини комбайнів обладнують стрічковими полототно-планчастими або пасово-планчастими (як і валкові жатки), плаваючими ланцюгово-планчастими (робоча гілка нижня) і ланцюгово-пальчастими (рядкові жатки) конвеєрами. Для формування потоку стебел жатні частини оснащують пальцевими механізмами на шнеках і бітерах проставок та шнеками з лівим і правим навиванням спіралей для звуження потоку.

Шнекові жатки мають колову швидкість кінця пальця бітера проставки у 1,1 – 1,2 раза більшу, ніж швидкість кінця пальця шнека. Швидкість ланцюга плаваючого конвеєра становить 2,5...3,5 м/с, що на 25...40 % більше від швидкості пальця шнека, а швидкість кінця лопаті приймального бітера — 6...8 м/с (установлений у приймальній камері молотарки).

Частота обертання шнека. За умови, що коефіцієнт ψ заповнення робочого простору шнека хлібною масою дорівнює одиниці, шнек може перемістити за одиницю часу об'єм V , м³/с, матеріалу

$$V = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4} nt, \quad (5.121)$$

де d_1 — діаметр шнека на кінцевих точках спіралей, м; d_2 — діаметр шнека по корпусу, м; n — частота обертання шнека, c^{-1} ; t — крок спіралі, м (рис. 5.50).

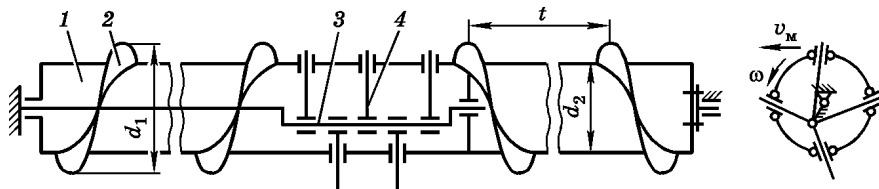


Рис. 5.50. Схема шнека з пальцевим механізмом:

1 — корпус; 2 — спіральна стрічка; 3 — колінчаста вісь; 4 — палець

Кількість матеріалу за одиницю часу q_1 , кг/с, яку може перемістити шнек, тобто пропускна здатність

$$d_1 = V\rho, \quad (5.122)$$

де ρ — щільність хлібної маси (матеріалу), $кг/м^3$.

Подачу хлібної маси q_0 , кг/с, до жатки визначають за залежністю (5.115).

Із умови безперервного процесу $q_1 = q_0$, враховуючи залежності (5.121) і (5.122), отримаємо

$$n = \frac{4QBv_m}{\pi(d_1^2 - d_2^2)t}. \quad (5.123)$$

Для шнеків жаток зернозбиральних комбайнів $d_1 = 460...610$ мм; $d_2 = 300...400$ мм; $t = 500...670$ мм; $\rho = 15...25$ кг/м³; $n = 2,5...3,2$ с⁻¹, $\psi = 0,3$; лінійна швидкість спіралей — 4,8...6,8 м/с; осьова швидкість — 1,1...1,8 м/с, а потужність для приводу 5 кВт (комбайн КЗС-9-1).

Взаємне розміщення шнека та інших робочих органів жатної частини комбайна. Пропускна здатність шнека залежить також від захоплювальної і транспортувальної здатностей його пальцевого механізму. Захоплення хлібної маси пальцями і подача її до пальців бітера проставки чи планок плаваючого конвеєра визначається положенням траєкторій a , b , c і d (рис. 5.51) робочих органів жатної частини.

Як видно з рис. 5.51, між траєкторіями кінцевих точок робочих органів створюються «мертві» зони m_1 і m_2 , в яких накопичується хлібна маса. У результаті цього порушується рівномірність подачі маси у молотарку, що призводить до втрат зерна.

Зі збільшенням висоти $h_{ш}$ розміщення шнека відносно дна жатки «мертва» зона m_1 дещо збільшується, проте збільшується також відстань h_k , що бажано при збиранні довгостеблових і високоврожайних культур. У разі зменшення кута α_1 нахилу осі O_1 обертання пальців 3 (поворотом колінчастої осі OO_1) відстань h_k також збільшується. Положення шнека по висоті й виліт пальців із циліндричного корпусу шнека вибирають таким, щоб $h_k = 5...15$ мм.

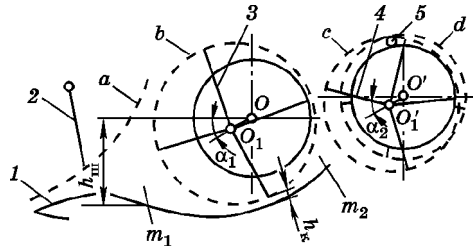


Рис. 5.51. Траєкторії кінців пальців мотвила (а), шнека (b), бітера проставки (с), планок плаваючого конвеєра (d):

1 — різальний апарат; 2, 3 і 4 — пальці відповідно мотвила, шнека, бітера; 5 — планка плаваючого конвеєра

За наявності пальцевого бітера проставки «мертва» зона m_2 дещо зменшується. Лінійну швидкість спіралей вибирають, як правило, 4,8...5,8 м/с, при цьому осьова швидкість становить 1,1...1,7 м/с. Лінійні швидкості планок плаваючого конвеєра більші від лінійних швидкостей пальців бітера або шнека. Це забезпечує розтягування шару хлібної маси, що призводить до рівномірнішої подачі її в молотарку.

Потужність, яка потрібна для приведення в дію бітера проставки, становить 3,6 кВт, а конвеєра похилої камери — 2,2 кВт (для комбайна КЗС-9-1).

5.7. Обчісувальні пристрої

5.7.1. Призначення, типи і застосування обчісувальних пристроїв

Ідею хліборобів Давньої Галлії (77 р. н.е.) збирання хлібів методом обчісування колосків чи волоті не відкидали шукачі нового на кожному етапі розвитку зернозбиральних машин.

Так, у 1843 р. в Австралії запропонували комбайн (стрипер), в якому суцвіття хлібів обчісувалися гребінчастим пристроєм. У 1868 р. в Росії А.Р. Власенко виготовив і випробував комбайн такого самого типу. Це один із напрямів зниження витрат енергії на обмолот, зменшення травмування зерна та збільшення продуктивності комбайна.

Нині обчісувальні пристрої розміщують на жатці або комбайні. Вони бувають двох типів: з обчісуванням у потоці зрізаного хлібо-

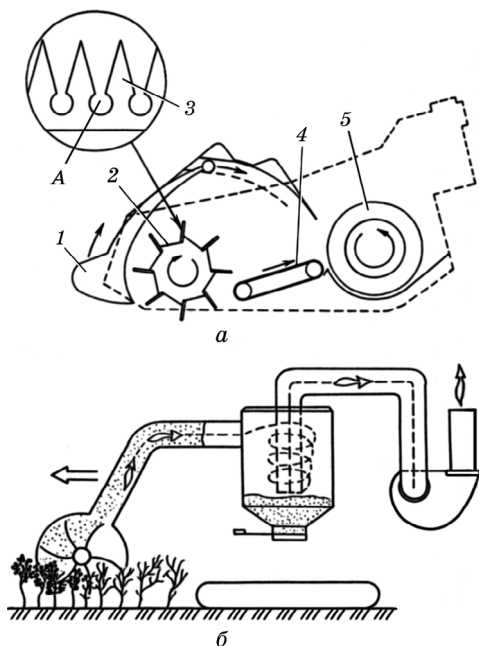


Рис. 5.52. Схеми обчисувальних пристроїв на корені:

a — з доробкою вороху в молотарці комбайна;
б — з доробкою вороху в пневмоінерційній системі; 1 — кожух; 2 — барабан; 3 — зуб планки; 4 — конвеєр; 5 — шнек; А — комірчка

свою та на корені. Перші з них працюють за принципом обчисування коробочок льону на льонозбиральних комбайнах.

Жатки для збирання зернових культур методом обчисування суцвіття на корені мають ширину захвату 4,2; 4,8 і 6,0 м. Основним робочим органом такої жатки є барабан 2 (рис. 5.52, *a*) діаметром 540 мм з частотою обертання 400...600 об/хв, на якому розміщено вісім рядів планок з пластмасових зубів 3 спеціального профілю. Під час руху комбайна кожух 1 (регульований по висоті) нахилє стебла, барабан, обертаючись за ходом годинникової стрілки, обчисує своїми зубами колоски чи волоть і спрямовує їх на прогумований конвеєр 4, а той шнеком 5 — у молотарку комбайна.

Порівнянні випробування такої і класичної жаток засвідчують, що втрати зерна при збиранні пшениці становлять відповідно 127 і 280 кг/га, ячменю — 80 і 300 кг/га. При збиранні полеглих і зволожених хлібів різниця у втратах зменшується. Продуктивність комбайна збільшується з 9 до 16 т/год.

В інших конструкціях жаток з обчисуванням суцвіття на корені (рис. 5.52, *б*) ворох підхоплюється повітряним потоком і спрямовується в молотильну камеру, а потім — у бункер чи візок, що причеплений до машини.

Випробування обчисувальних пристроїв з обчисування колосків чи волоті на корені підтвердили можливість їх практичного застосування як у комбайновій, так і в індустріально-потоковій технологіях. Розробки, направлені на зменшення втрат урожаю при обчисуванні, пошуки ефективних засобів обмолоту і сепарацію обчисаного вороху та збирання обчисаних стебел є нині першочерговим завданням.

5.7.2. Основи теорії та розрахунку обчисувальних пристроїв

Траєкторія руху точок зуба обчисувального барабана аналогічна траєкторії точок руху ножів подрібнювального апарата косарки-подрібнювача (див. рис. 5.40 і рівняння (5.83)). Тобто зуб обчисувального барабана здійснює складний рух (рис. 5.53): переносний зі швидкістю v_M машини і відносний з кутовою швидкістю ω . Кожна точка зуба описує циклоїду.

Оптимальна висота установлення вала обчисувального барабана над рівнем поля. Розглянемо взаємодію зубів із стеблами в зоні обчисування.

Під час руху машини обчисувальні зуби відокремлюють певну смугу рослин, що дорівнює відстані між ними. Переміщуючись між гранями зубів, стебла входять у комірку A (див. рис. 5.52). Коло радіусом r (див. рис. 5.53), по якому рухається центр комірки планки барабана 2 , торкається прямостоячого стебла AC у точці B (положення I). Завдяки руху машини барабан відхиляє стебла по її ходу. При цьому точка стикування стебла з колом віддаляється від вершини колоса. Максимальне її віддалення відповідає точці B_1 (положення II). Потім точка дотику наближається до вершини колоса. Обчисування продовжується до положення III .

Довжину l_0 зони обчисування, яка дорівнює довжині відрізка B_1C_1 , можна визначити з геометричних передумов:

$$l_0 = B_1C_1 = (l_p - h) / (\sin \gamma + r \operatorname{ctg} \gamma),$$

де h — висота установлення вала обчисувального барабана над рівнем поля.

Максимальна довжина $l_{0\max}$ зони обчисування залежить від кута γ , який визначають із залежності $\cos \gamma = r/h$.

Ураховуючи наведені залежності, маємо

$$l_{0\max} = l_p - (h^2 - r^2) / \sqrt{h^2 - r^2}. \quad (5.124)$$

Довжина $l_{0\max}$ зменшується зі збільшенням h . Із зменшенням h прочисується не тільки колос завдовжки l_k , а й значна довжина стеб-

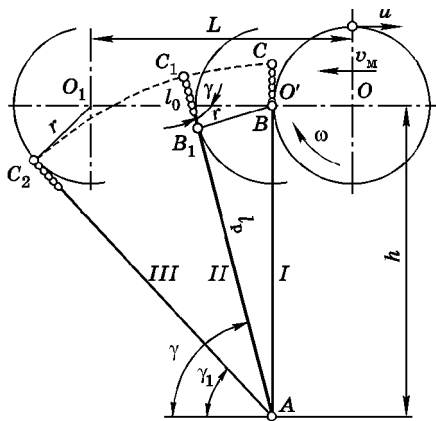


Рис. 5.53. Взаємодія пальців обчисувального барабана зі стеблами хлібостою

ла. Ось чому в обчисаному воросі міститься багато незернової частини врожаю.

Обчисувальний барабан має так взаємодіяти зі стеблами, щоб $l_{0\max} = l_k$, тобто $\varepsilon = l_{0\max}/l_k = 1$.

Тоді оптимальна висота установлення вала барабана над рівнем поля, тобто яка відповідає $\varepsilon = 1$, дорівнюватиме

$$h_0 = \sqrt{(l_p - l_k)^2 + r^2}. \quad (5.125)$$

Число зубів обчисувального барабана, що діють на колос у межах його довжини, істотно впливає на якісні показники обчисувального пристрою. Зі збільшенням їх кількості знижуються втрати зерна від недообчисування. Так, при втратах $\delta \leq 0,5\%$ число зубів становить 8 – 15. Більші значення відповідають обчисуванню колосових культур, менші — рису.

Число зубів m залежить від шляху L , який проходить машина від початку дії на колос (положення I) до кінця обчисування (положення III), при якому

$$\cos \gamma_1 = (hr + l_p \sqrt{l_p^2 - h^2 + r^2}) / (l_p^2 + r^2).$$

Із рис. 5.53 маємо

$$L = l_p \cos \gamma_1 + r(1 - \sin \gamma_1). \quad (5.126)$$

Тоді m визначаємо за залежністю

$$m = Lnz/v_m, \quad (5.127)$$

де n — частота обертання барабана; z — кількість планок на барабані; v_m — швидкість машини.

Кінематичний режим роботи λ обчисувального барабана — це відношення колової швидкості u центра комірки барабана до швидкості машини, тобто $\lambda = u/v_m$. Оскільки $u = 2\pi nr$, v_m визначимо із залежності (5.127), то отримаємо

$$\lambda = 2\pi nr / (Lz). \quad (5.128)$$

Експериментальні дослідження показують, що зі збільшенням кінематичного режиму роботи поліпшується чистота обчисування, проте збільшуються втрати зерна внаслідок розкидання його обчисувальним барабаном, а також засміченість вороху незерною частиною врожаю. При нерівномірному за довжиною і полеглому стеблостой слід зменшувати висоту h і збільшувати λ .

Мінімальні втрати зерна через недообчисування $\delta \leq 0,5\%$ і частка соломистих частин в обчисаному воросі $\psi = 0,25 \dots 0,35$ відповідають кінематичному режиму роботи $\lambda = 5 \dots 10$.

5.8. Підбирачі

5.8.1. Призначення, типи і застосування підбирачів

Підбирачі призначені для підбирання валків рослинної маси при збиранні кормових і зернових культур та льону. Їх поділяють на барабанні з пружинними пальцями, барабанні з жорсткими пальцями, що ховаються, полотенно-пальцьові та ланцюгово-пальцьові.

Барабанний підбирач з пружинними пальцями (рис. 5.54, а) застосовують переважно при підбиранні трав і зернових культур. При підбиранні щільного валка зернових культур такий підбирач працює незадовільно: пальці надмірно відхиляються, ударна дія на масу збільшується (можливий вимолот зерна). Під час роботи підбирача в зоні підбирання ролики кривошипів перекочуються по колу abb , а в зоні передачі маси на транспортувальній пристрій — по напрямній доріжці bda спеціального профілю.

Барабанний підбирач з жорсткими пальцями, що ховаються (рис. 5.54, б), добре працює при підбиранні валків, у яких стебла переплутані. Його застосовують переважно для підбирання трести льону, а механізм — у шнеках жаток і бітерах проставок. Під час роботи такого підбирача його барабан 9 вічками 8 веде за собою пальці 7. Оскільки втулки пальців обертаються на колінчастій осі 6, геометрична вісь якої зміщена відносно осі барабана, пальці плавно виходять із барабана і ховаються в ньому, описуючи траєкторію.

Полотенно-пальцьовий підбирач (рис. 5.54, в) застосовують при підбиранні валків зернових культур, особливо легкообмолочувальних — бобових, круп'яних, насінників трав тощо, адже полотно уловлює зерна, що осипались.

Ланцюгово-пальцьовий підбирач (рис. 5.54, г) найчастіше застосовують при підбиранні трав із пресуванням, копнуванням і подрібненням. Вони більш стійко виконують технологічний процес порівняно з полотенно-пальцьовими. Пальці такого підбирача шарнірно з'єднані з ланцюгом і мають кривошипи з роликками, які переміщуються по напрямній доріжці спеціального профілю.

5.8.2. Основи теорії та розрахунку підбирачів

Підбирач з пружинними пальцями. Траєкторія абсолютного руху кінцевої точки пальця. Рівняння руху кінцевої точки А пальця (рис. 5.55, а) в системі координат xOy аналогічні рівнянням (5.69) і (5.70), тобто

$$x_A = r \sin \omega t + v_M t; \quad y_A = r \cos \omega t, \quad (5.129)$$

де r — відстань від центра барабана O до кінця пальця; ωt — кут повороту барабана; v_M — швидкість машини; t — час, за який барабан повернеться на кут ωt .

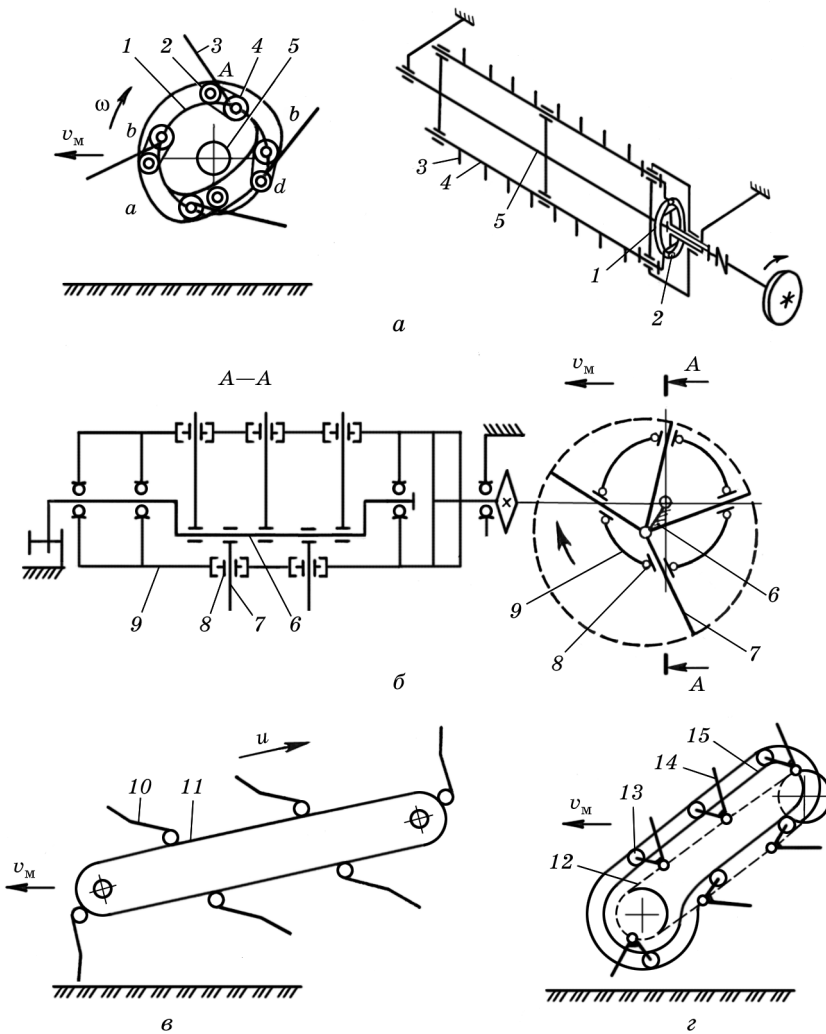


Рис. 5.54. Схеми підбирачів:

a — барабанного з пружинними пальцями; *б* — барабанного з жорсткими пальцями, що ховаються; *в* — полотенно-пальцевого; *г* — ланцюгово-пальцевого; 1 — бігова доріжка; 2 — ролик кривошипа; 3 — палець; 4 — граблина; 5 — центральний вал; 6 — колінчаста вісь; 7 — палець; 8 — вічко; 9 — барабан; 10 — палець; 11 — конвеєр; 12 — ланцюг; 13 — ролик; 14 — палець; 15 — напрямна доріжка

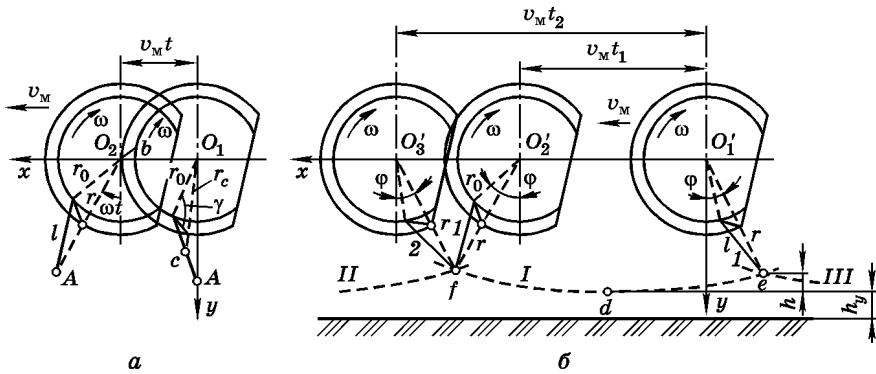


Рис. 5.55. Схема переміщення (а) і траєкторія пружинного пальця підбирача (б):

1 і 2 — пальці; I, II і III — траєкторії

Залежності (5.129) є рівняннями циклоїди, траєкторія якої має вигляд I, II і III.

Кінематичний режим роботи. Нехай траєкторії I, II і III перетинаються в точках e і f (рис. 5.55, б).

Підбирання валка без втрат відбувається за умови

$$h + h_y \leq H, \quad (5.130)$$

де h — відстань по вертикалі від нижньої точки d циклоїди до точок e і f перетинання суміжних циклоїд; h_y — мінімальна відстань між поверхнею поля і циклоїдою; H — відстань від поверхні поля до нижнього рівня валка.

Умова (5.130) виконується при співвідношенні параметрів і режиму роботи підбирача і визначається з таких міркувань.

Координата x_A кінця пальця 1, що переміщується по циклоїді I, дорівнює

$$x_A = r \sin \varphi + v_M t_1, \quad (5.131)$$

де φ — кут повороту барабана.

У точку f доходить кінець пальця 2, що розміщується на суміжному валу, який рухається по траєкторії II. Для пальця 2 координата

$$x_A = v_M t_2 - r \sin \varphi, \quad (5.132)$$

де t_2 — час повороту барабана на кут β між граблями.

Оскільки $2\varphi = \omega t_1$; $\beta = \omega t_2$, то із залежностей (5.131) і (5.132) знайдемо

$$\frac{\omega r}{v_M} = \frac{\beta - 2\varphi}{2 \sin \varphi}. \quad (5.133)$$

Із рис. 5.55 видно, що $r - h = r \cos \varphi$. Визначивши звідси $\sin \varphi$ і φ , позначивши $2\pi/\beta = z$ (де z — кількість граблин з пальцями), $\omega r/v_M = \lambda$ та використавши залежності (5.130) і (5.133), отримаємо залежність для визначення кінематичного режиму роботи λ підбирача

$$\lambda \geq \left(\frac{\pi}{z} - \arcsin \alpha' \right) / \alpha', \quad (5.134)$$

$$\text{де } \alpha' = \sqrt{\frac{2(H - h_y)}{r} - \frac{(H - h_y)^2}{r^2}}.$$

Аналіз залежності (5.134) показує, що для зменшення висоти h гребеня потрібно збільшувати показник λ кінематичного режиму роботи. Проте збільшення λ призводить до розриву валка і підвищення сили удару пальців по масі. За незначних λ валок скупчується перед барабаном підбирача, що небажано. Щоб валок не розривався і не скупчувався, горизонтальна складова абсолютної швидкості середини пальця (точка c , рис. 5.55, a) у верхньому його положенні ($\cos \omega t = -1$) має дорівнювати нулю. Здиференціювавши перше рівняння залежностей (5.129), отримаємо

$$\frac{dx_c}{dt} = \omega r_c \cos \omega t + v_M = 0. \quad (5.135)$$

Тоді при $\cos \omega t = -1$ отримуємо $r_c = v_M/\omega$. Із рис. 5.55 видно, що

$$r_c = \sqrt{\frac{l^2}{4} + r_0^2 - l r_0 \cos \gamma}; \quad r = \sqrt{l^2 + r_0^2 - 2l r_0 \cos \gamma}.$$

Замінивши r у співвідношенні $\lambda = \omega r/v_M$, дістанемо

$$\lambda = \frac{\omega^2}{v_M^2 \left(\frac{l^2}{2} - r_0^2 \right)}. \quad (5.136)$$

Умови (5.134) і (5.136) виконуються при $1,5 \leq \lambda \leq 2,5$. Якщо маса 1 м довжини валка менша ніж 3 кг і хлібна маса занадто суха (вологість 12 %), то краще брати менші значення λ . Зі збільшенням швидкості машини ($v_M > 5$ км/год) значення λ зменшують.

Частота обертання граблин барабана підбирача. Обмолот колосків при підбиранні і можливі при цьому втрати зерна визначаються зусиллям ударного імпульсу, з яким пальці діють на валок. Зусилля залежить від швидкості удару.

Із залежностей (5.129) і (5.133) маємо залежність для визначення абсолютної швидкості u_a удару кінцями пальців по масі

$$u_a = v_m \sqrt{1 + 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2}. \quad (5.137)$$

Найбільше значення швидкості u_a буде при $\cos \varphi = 1$. Тоді

$$u_a = v_m(1 + \lambda). \quad (5.138)$$

Абсолютна швидкість u_a не має бути більшою від допустимої швидкості u_d удару по масі, тобто $u_a \leq u_d$. Звідси

$$\lambda \leq u_d / (v_m - 1). \quad (5.139)$$

Оскільки $\lambda = u/v_m$, $u = 2\pi nr$, то частота обертання пальців

$$n \leq (u_d - v_m) / (2\pi r). \quad (5.140)$$

Крок підбирача. Довжина валка, що підбирається одним рядом пальців барабана, визначається кроком S_z (за аналогією з мотовилом)

$$S_z = 2\pi r / \lambda z, \quad (5.141)$$

де z — кількість граблин барабана.

Подача і частота обертання центрального вала підбирача. Подача — це крок S_z або шлях, який проходить машина за час входу в стерню або виходу із неї пальців двох суміжних граблин, тобто $S_z = v_m t_1$.

Якщо підбирач має одну граблину, то t_1 є часом одного оберту вала барабана: $t_1 = 60/n$, де n — частота обертання вала барабана, об/хв. Якщо підбирач має z граблин, то $t_1 = 60v_m/nz$, тоді подача, м,

$$S_z = 60v_m/nz, \quad (5.142)$$

де v_m — швидкість машини, м/с; n — частота обертання, об/хв:

$$n = 60v_m/S_z z. \quad (5.143)$$

Експериментальні дослідження показують, що для барабаних підбирачів із пружинними пальцями для підбирання валків зернових культур $S_z \leq 280$ мм; $n = 72 \dots 90$ об/хв; $z = 4$; $\lambda = 1,5 \dots 2,5$.

Барабанный підбирач з жорсткими пальцями, що ховаються. Функціональна залежність між кутом повороту α барабана і кутом повороту φ пальця. Барабанный підбирач з жорсткими пальцями, що ховаються (див. рис. 5.54, б), можна подати у вигляді кінематичної схеми (рис. 5.56).

Умови робоздатності такого механізму: $OC > OO_1$; $O_1B > OC$. Тоді у відносному русі точка C описує траєкторію (коло) радіусом r , а точка B — радіусом R .

Із рис. 5.56 видно, що

$$AC = r \sin \alpha; AC = AO_1 \operatorname{tg} \varphi. \quad (5.144)$$

Оскільки $AO_1 = AO + e$, а $AO = r \cos \alpha$, то $AC = (r \cos \alpha + e) \operatorname{tg} \varphi$. Тоді із рівнянь (5.144) матимемо $r \sin \alpha = (r \cos \alpha + e) \operatorname{tg} \varphi$. Позначивши $e/r = k$, отримаємо

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + k}. \quad (5.145)$$

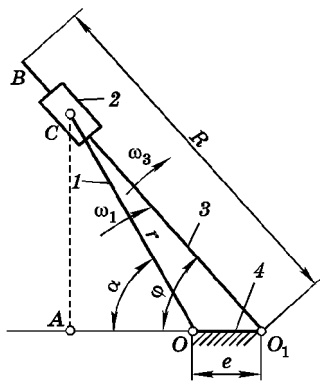


Рис. 5.56. Кінематична схема підбирача з жорсткими пальцями, що ховаються:

1 — барабан; 2 — вічко; 3 — палець; 4 — колінчаста вісь

Кутова швидкість пальця. Диференціал функції $d\varphi$ рівняння (5.145) дорівнює добутку похідної функції φ' за аргументом α на диференціал аргументу $d\alpha$, тобто

$$d\varphi = \varphi'(\alpha) d\alpha. \quad (5.146)$$

Поділивши ліву і праву частини рівняння (5.146) на dt , тобто $\frac{d\varphi}{dt} = \varphi'(\alpha) \frac{d\alpha}{dt}$, взявши похідну $\varphi'(\alpha)$

та беручи до уваги, що $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_3$ — кутова швидкість пальця, а $\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1$ —

кутова швидкість барабана, матимемо залежність для визначення

кутової швидкості пальця підбирача

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{1 + k \cos \alpha}{1 + 2k \cos \alpha + k^2}. \quad (5.147)$$

Лінійна швидкість кінцевої точки пальця дорівнюватиме $u_B = \omega_3 R$.

Як показують розрахунки, для такого механізму характерним є те, що кутова ω_3 і лінійна u_B швидкості пальця — величини змінні (рис. 5.57). Крім того, ці параметри можна змінити, не змінюючи кутової швидкості ω_1 веденої ланки (барабана), а змінивши лише співвідношення ексцентриситету e і радіуса r барабана, тобто $e/r = k$ (див. графіки *a* і *б* на рис. 5.57).

Таку закономірність використовують не тільки в підбирачах, пальцевих механізмах шнеків і бітерів, а й у ротаційних різальних апаратах з вертикальною віссю обертання роторів косарок. Це пов'язано з тим, що в таких апаратах мають бути значні лінійні швидкості тільки в зоні різання, а в зоні холостого ходу ножі не повинні стикатися зі зрізаною масою.

У підбирачах $e = (0,45 \dots 0,55)r$. Менші значення відповідають підбирачам для трав, більші — для льону. Кінематичний режим роботи підбирача для трав $\lambda = 1,2 \dots 2,0$.

Методика визначення λ аналогічна барабанному підбирачу з пружинними пальцями.

Полотенно-пальцевий підбирач має закономірності робочого процесу аналогічні стрічковим конвеєрам, установленим до горизонту під певним кутом.

Щодо кінематичного режиму λ роботи, то його визначають за формулою

$$\lambda = l_z / S_z, \quad (5.148)$$

де $l_z = 230 \dots 270$ — відстань між поперечними рядами пальців, що встановлені на полотні, мм; $S_z \leq 200$ мм — крок підбирача, якому відповідає $\lambda = 1,0 \dots 1,1$.

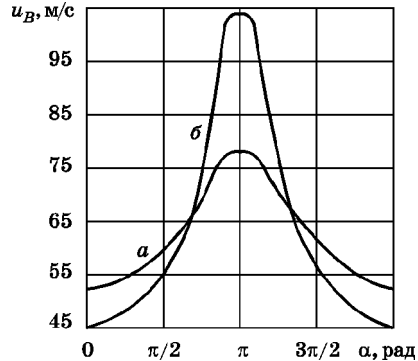


Рис. 5.57. Графіки залежності лінійної швидкості кінцевої точки пальця від кута повороту барабана при $R = 0,3$ м; $\omega_1 = 209$ с⁻¹:

a — $k = e/r = 0,05/0,25 = 0,2$ м;
б — $k = e/r = 0,05/0,125 = 0,4$ м

Розділ 6

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МОЛОТАРОК ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

6.1. Молотильно-сепарувальні пристрої

6.1.1. Призначення і типи молотильно-сепарувальних пристроїв

Молотильно-сепарувальні пристрої (МСП) призначені для вимолоту зерна із колоса чи волоті та видалення вимолоченого зерна із грубого вороху.

Ще задовго до появи жатних машин для скошування хлібів було запропоновано машини для обмолоту і сепарації. Так, у 1629 р. італієць Джіованні Бранка створив машину із шести котків, які мали рифлі й приводились у рух вітряком. У 1665 р. російські майстри А. Терентьев і М. Крик придумали, «як водою хліб молотити». Молотильний пристрій мав ступи і ціпи, яким надавало руху колесо, що обергалося під дією води. У 1775 р. шотландець А. Мейкль створив молотильний барабан із тригранними дерев'яними билами, що обертався з частотою 800...900 хв⁻¹. Деяко пізніше він доповнив його пальцьовим соломотрясом. Із 1785 р. уже застосовували перші молотарки з бильними барабанами. Зубовий молотильний апарат і клавішний соломотряс у 1831 р. запропонували американці Тернер і Моффіт. У 1850 р. В.І. Віраскін створив повітрорешітний очисник (вентилятор і решета). З 1865 р. Московський завод сільськогосподарських машин випускав молотарки із зубовими молотильними апаратами, клавішними і пальчастими соломотрясами та повітрорешітними очисниками.

Щодо розвитку зернозбиральних комбайнів, то у 1828 р. було видано один із перших патентів на комбайн (Америка), який приводився в рух по полю за допомогою 30 – 40 коней, а його робочі органи — від ходових коліс. Жатка комбайна мала різальний апарат, мотовило і конвеєр.

У 1843 р. в Австралії, а в 1868 р. у Росії (А.З. Власенко) було впробовано зернозбиральні комбайни, на жатках яких замість різальних апаратів використовували обчисувальні.

Нині найширше застосовують поперечно-потоккові (барабанні) і роторні МСП.

Поперечно-потоккові МСП мають барабан, що обертається, і нерухоме підбарабання. Вісь обертання барабана перпендикулярна до напрямку руху вороху із похилої камери. За конструкцією вони бувають бильні (рис. 6.1, а – в) і штифтові (рис. 6.1, г, д). Хлібна маса, що подається до барабана транспортувальними пристроями (плаваючим конвеєром або приймальним бітером), захоплюється билами (штифтами) і переміщується в молотильному регульованому зазорі між билами (штифтами) і підбарабанням. Частоту обертання

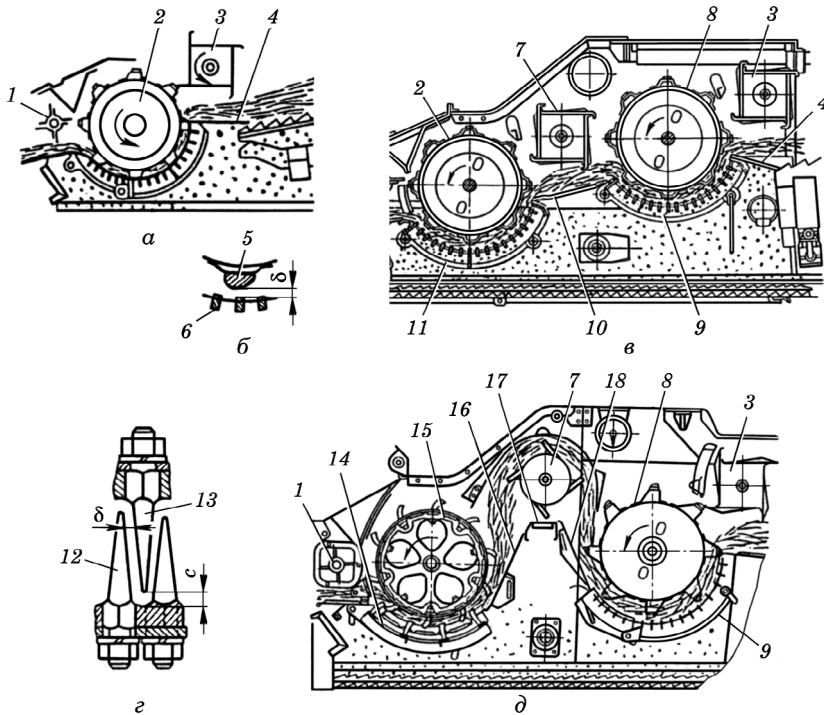


Рис. 6.1. Схеми поперечно-потоккових МСП молотарок комбайнів заводів вітчизняних і колишнього СРСР:

а — комбайна СК-5М «Нива»; б — замірювання зазорів у бильному апараті; в — комбайна «Енисей 1200»; г — замірювання зазорів у штифтовому апараті; д — дво-барабанный з першим штифтовим і другим бильним й верхнім розміщенням проміжного бітера комбайнів «Колос», «Енисей»; 1 — приймальний бітер; 2 — бильний барабан; 3 — відбійний бітер; 4 — пальцева решітка; 5 — било барабана; 6 — планка підбарабання; 7 — проміжний бітер; 8 — другий бильний барабан; 9 і 11 — підбарабання; 10 і 17 — сепарувальні решітки; 12 — штифт підбарабання; 13 — штифт барабана; 14 — підбарабання штифтове; 15 — штифтовий барабан; 16 і 18 — напрямні щитки

барабана також регулюють. У зазорі від удару бил (штифтів) по колосу чи волоті й протягування їх зерно вимолочується і частина його просіюється крізь отвори підбарабання. Роботі молотильного апарата (барабан – підбарабання) сприяють приймальний 1 і відбійний 3 бітери. Відбійний бітер гальмує грубий ворох (солома, зерно, збоїни, полова), що виходить із молотильного зазору, завдяки чому він спрямовується на початок соломотряса (соломовідокремлювача) і вимолочене зерно частково сепарується на очиснику.

Деякі МСП, наприклад комбайни РСМ-10, КЗС-9-1, приймального бітера не мають.

У поперечно-потокових МСП молотильний зазор на вході і на виході регулюють одночасно або тільки на вході, або тільки на виході. Регулювання здійснюють важільним механізмом вручну, за допомогою електродвигуна з редуктором (комбайн КЗС-9-1 «Славутич») або гідроциліндрами. Частоту обертання барабана регулюють клинопасовим варіатором уручну, за допомогою гідроциліндра або електродвигуном.

Поперечно-потокові МСП бувають також двобарабанными (рис. 6.1, в, д). Причому перший і другий барабани можуть бути бильними або перший штифтовий, а другий бильний. Між барабанами встановлено проміжний бітер 7, який розміщують у верхньому положенні (рис. 6.1, д) або у нижньому (рис. 6.1, в). Такі МСП застосовують на комбайнах для збирання зволжених хлібів та рису («Енисей», «Кедр»).

Штифтові барабани і підбарабання інтенсивніше, ніж бильні, вимолочують зерно, особливо при його підвищеній вологості. Проте вони менш універсальні, інтенсивніше перебивають солому, внаслідок чого збільшують навантаження на очисник збоїною (перебитою на частинки солому). Це потребує вдосконалення очисника з метою підвищення пропускної здатності.

Розглянуті МСП, як правило, працюють в єдиному процесі з клавішними соломотрясами і повітрорешітними очисниками.

Молотарки, оснащені такими МСП, називають *класичними*, або *традиційними*.

Молотарки комбайнів зарубіжних фірм із поперечно-потоковим МСП мають такі особливості.

Фірма Форд Нью Холланд встановлює за молотильним барабаном 1 (рис. 6.2, а, з) два сепарувальних барабани 2 і 3 та відбійний бітер 4.

Фірма Дойтц Фар (рис. 6.2, б) сепарувальний барабан 3 виконала регульованим по висоті, щоб зменшити подрібнення соломи.

На комбайнах фірми МДВ (рис. 6.2, в) використовують трибарабанны МСП, які мають молотильний і два сепарувальних барабани. За даними фірми, застосування трибарабанны МСП дало можли-

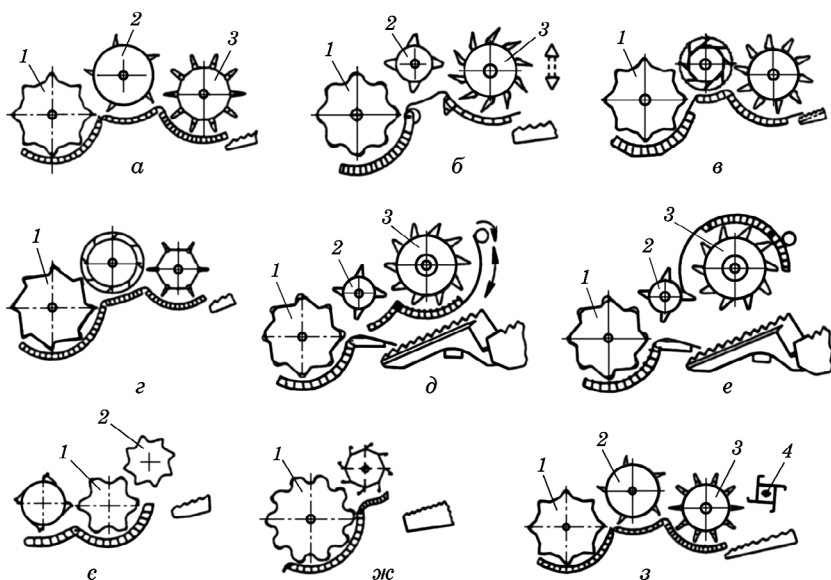


Рис. 6.2. Схеми поперечно-поточкових МСП молотарок комбайнів зарубіжних фірм:

а, з — Форд Нью Холланд; *б* — Дойтц Фар; *в* — МДВ; *г* — Массей Фергюсон;
д, е — Фіатагрі; *е* — Клаас; *ж* — Джон Дір

вість на 20 % підвищити пропускну здатність молотарки порівняно з МСП, який має молотильний барабан і відбійний бітер.

Комбайни фірми Массей Фергюсон (рис. 6.2, *г*) мають майже таку саму схему МСП, як і комбайни фірми МДВ.

Фірма Фіатагрі (рис. 6.2, *д*) над соломотрясом установила два сепарувальних барабани 2 і 3 за молотильним барабаном. При цьому між барабаном 3 і підбарабанням передбачено регулювання зазору 25...40 мм. За потреби підбарабання можна демонтувати або розмістити над барабаном (рис. 6.2, *е*). Оригінальність такої конструкції полягає у тому, що встановлення двох сепарувальних барабанів не змінює довжини клавів соломотряса, обмолот і сепарація можуть відбуватись як в інтенсивному, так і в звичайному режимах, коли підбарабання демонтоване. Таке технічне вирішення забезпечує гнучкість виконання робіт у разі переходу на збирання малосоломистих і спеціальних культур.

Фірма Клаас (рис. 6.2, *е*) розробила МСП, в якому перед молотильним барабаном 1 встановлено барабан-прискорювач. Принцип роботи МСП такий. Барабан-прискорювач, обертаючись з частотою 80 % від частоти обертання молотильного барабана (280...1500 хв⁻¹),

захоплює масу, що подається конвеєром похилої камери зі швидкістю 3 м/с, надає їй швидкості 12 м/с і спрямовує масу в молотильний зазор між барабаном і підбарабанням. Молотильний барабан діаметром 450 мм і максимальною швидкістю 35,5 м/с надає хлібній масі швидкості 20 м/с, обмолочує її і спрямовує грубий ворох до барабана 2. Цей барабан, обертаючись з частотою 68 % від частоти обертання молотильного барабана, зменшує швидкість вороху до 9 м/с і спрямовує його на клавіші соломотряса. Завдяки такій конструкції МСП і його кінематичним характеристикам створюється тонкий шар хлібної маси, що розміщується в зазорах між барабанами і підбарабаннями, і збільшуються відцентрові сили. Унаслідок цього зерно, що вільно знаходиться в колосі чи волоті, сепарується через підбарабання (кут обхвату 84°) барабана-прискорювача, а остаточно вимолочується і сепарується молотильним барабаном і підбарабанням (кут обхвату 151°). Молотильно-сепарувальний пристрій такого типу сепарує близько 90 % зерна порівняно з 70 % за класичною схемою, а це загалом зменшує навантаження на соломотряс і підвищує пропускну здатність молотарки.

Система обмолоту і сепарації комбайнів фірми Джон Дір (рис. 6.2, ж) складається з двох молотильних барабанів діаметром 660 і 450 мм, частота обертання яких регулюється. Такий МСП забезпечує «м'який» обмолот, тобто зерно менше пошкоджується.

Таким чином, удосконалення поперечно-потоківих МСП комбайнів «Нива», «Колос», «Дон», «Енисей», «Кедр», «Славутич» та «Лан» і комбайнів зарубіжних фірм спрямовані на зменшення навантаження на соломотряс, а отже, на збільшення пропускну здатності молотарки.

Роторні МСП за механіко-технологічними властивостями обмолоту хлібної маси і сепарації грубого вороху можна поділити на дві групи: роздільно-агрегатні та моноблокові.

Молотарки з роздільно-агрегатними МСП створюють, як правило, на основі класичної схеми. Вони замість клавішного мають роторні соломотряси грубого вороху двох типів: з поперечно-потоківим і аксіально-потоківим роторами.

Моноблокові МСП забезпечують обмолот хлібної маси і сепарацію грубого вороху в одно- чи двороторному робочому органі з аксіальною (рис. 6.3, а, б) або тангенціальною (рис. 6.3, в) подачею.

Аксіально-роторний моноблоковий МСП має ротор, який обертається в нерухомому кожусі або з частотою 10...20 хв⁻¹.

Будову ротора показано на рис. 6.4. На вхідній частині кожух виконано конічним без отворів, а в молотильно-сепарувальній — повністю або частково (кут 120...270°) у нижній зоні решітчастим з довгастими або прямокутними отворами. В таких МСП зазор між білами і кожухом та частоту обертання ротора також регулюють.

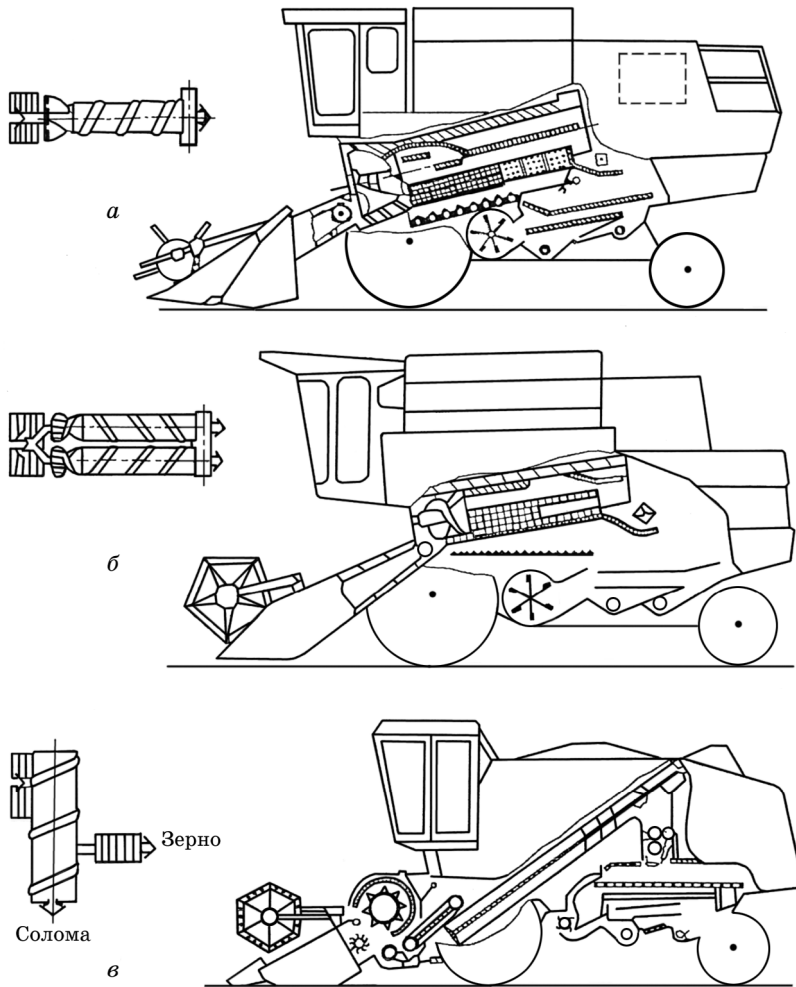


Рис. 6.3. Схеми молотарок комбайнів з моноблоковим МСП:
а — однороторний з аксіальною подачею; б — двороторний з аксіальною подачею; в — однороторний з тангенціальною подачею

Процес роботи відбувається так. Лопаті ротора захоплюють хлібну масу, що надходить із жатної частини, і переміщує її до молотильно-сепарувальної частини. Маса рухається по гвинтовій поверхні. Зерно вимолочується і просіюється крізь отвори кожуха, а грубий ворох потрапляє в сепарувальну зону. Шлях, який маса проходить у

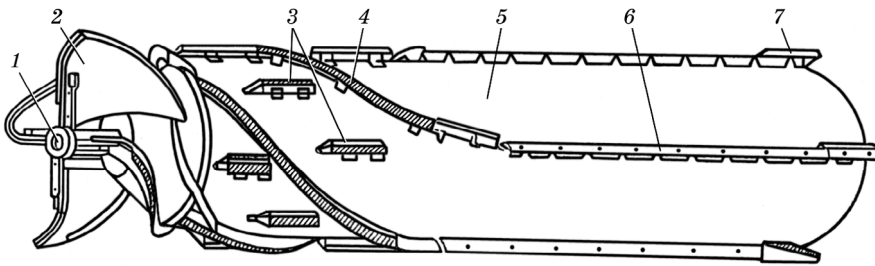


Рис. 6.4. Аксиальний ротор комбайна КЗСР-9 «Славутич»:

1 — хрестовина; 2 — лопать; 3 — прямолінійні била з рифлями; 4 — криволінійне било з рифлями; 5 — пустотілий циліндр; 6 — пряме гладеньке било; 7 — планка

молотильному зазорі, більший, ніж шлях у бильному чи штифтовому МСП. Завдяки цьому забезпечується достатній вимолот зерна при зазорах, які в 3–4 рази більші, ніж у барабаних пристроях. Крім цього, травмування зерна зменшується в 2–3 рази. Якість обмолоту висока не тільки для колосових, а й для бобових, кукурудзи, соняшнику, круп'яних та інших культур.

Характерним для моноблокових роторних МСП є те, що ротор, маючи значний момент інерції, компенсує негативний вплив на якість роботи молотарки нерівномірності подачі хлібної маси.

Створення ефективних моноблокових роторних МСП із тангенціальною подачею (див. рис. 6.3, в) хлібної маси дає змогу відійти від традиційного компонування комбайна і створити на їхній основі блоково-модульні зернозбиральні комплекси на базі універсальних енергозасобів, наприклад КЗС-10 «Полесьє-Ротор» (Білорусь). Жатну частину МСП такого комплексу змонтовано на енергозасобі, а очисних і бункер зерна — на причепленому автономному візку, що спирається на свої колеса. Випробування свідчать про високу агротехнологічну і економічну ефективність такого типу збиральних машин.

6.1.2. Основи теорії та розрахунку молотильно-сепарувальних пристроїв

Переміщення хлібної маси у молотильно-сепарувальному зазорі. Швидкість руху стебла з колосом чи волоттю вздовж дуги підбарабання в барабаних пристроях залежить від властивостей хлібної маси, товщини її шару, параметрів і режимів роботи пристроїв, довжини стебел, їх орієнтації тощо.

У початковій частині підбарабання на довжині дуги 100...150 мм швидкість колоса, що надходить у молотильний зазор спереду ком-

ля, становить 3...6 м/с. У наступних ділянках дуги колос рухається з наростаючою швидкістю, середнє значення якої на виході із зазору досягає 20 м/с. Комлі стебел при подачі колосом уперед переміщуються вздовж підбарабання з більшою швидкістю. Якщо стебла подаються комлем по ходу вперед, то швидкість колоса як на вході в зазор, так і на виході із нього більша, ніж при подачі колосом по ходу вперед.

Сукупність стебел, що рухаються в зазорі, утворюють потік, складові якого в заданому перерізі мають різну швидкість переміщення. Швидше рухаються ті стебла, які найбільше віддалені від входу. Отже, швидкість потоку стебел у будь-якому перерізі відрізняється від швидкості колоса і стебла. Значення її змінюється залежно від подачі хлібної маси і взаємного розміщення барабана відносно підбарабання.

Так, для комбайна СК-5 «Нива» при діаметрі барабана 600 мм, швидкості бил 30...31 м/с, подачі 5 кг/с і ширині молотарки 1200 мм швидкість потоку стебел у молотильному зазорі збільшується від входу до виходу з 8 до 18 м/с. Середня швидкість становить 12 м/с. При цьому на початку дуги на 10 мм ширини підбарабання знаходиться в середньому близько двох стебел, а при виході — тільки одне.

В аксіально-роторному МСП потік стеблової маси переміщується по гвинтовій лінії з наростаючим кроком, здійснюючи близько 1,5 оберта. При подачі 10 кг/с швидкість потоку становить 14...15 м/с, а його осьова складова — 3...5 м/с.

Кількість ударів бил по колосу. В МСП зерно обмолочується внаслідок удару бил або штифтів по колосках (волоті) і їх протягування в молотильному зазорі.

Кількість z ударів билами по колосу при його переміщенні в молотильному зазорі визначимо з таких міркувань.

Нехай било I (рис. 6.5) зустрічає вершину колоса на початку підбарабання (кожуха) у точці A . За час t колос переміститься з точки A в точку C на відстань l_d дуги підбарабання з середньою швидкістю $u_{ср}$. За цей час било I переміститься з положення I у положення II

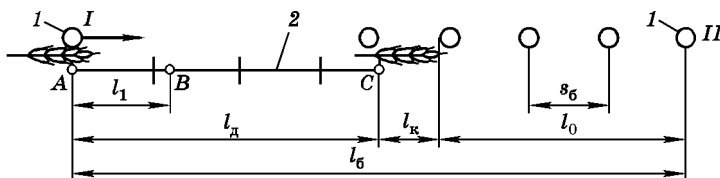


Рис. 6.5. Схема до розрахунку кількості ударів билами по колосу:

I — било; 2 — підбарабання; I і II — положення била

на відстань l_0 . Тоді кількість ударів бил, що діють на колос, можна визначити за залежністю

$$z = l_0/S_0 + 1, \quad (6.1)$$

де $l_0 = l_0 - l_d - l_k$ — шлях, який проходить било l відносно колоса, що рухається; l_k — довжина колоса; S_0 — крок бил чи планок (див. залежність (6.3)).

Замінивши $l_0 = u_0 t$, $l_d + l_k = u_{cp} t$, де u_0 — лінійна швидкість бил барабана (ротора), отримаємо

$$z = (l_d + l_k)u_0/(S_0 u_{cp}) - (l_d + l_k)/S_0 + 1. \quad (6.2)$$

Із аналізу залежності (6.2) випливає, що кількість ударів бил по колосу тим більша, чим вища лінійна швидкість бил u_0 і довша l_d дуга підбарабання (кожуха). Зі збільшенням швидкості переміщення u_{cp} стеблової маси кількість ударів бил зменшується.

Так, при діаметрі барабана 600 мм, довжині дуги підбарабання 780 мм і частоті обертання барабана 900...1000 хв⁻¹ по колосу вдаються 13 – 15 бил. У межах першої планки підбарабання по колосу наноситься 30...40 % ударів від загальної кількості ударів у молотильно-сепарувальному зазорі. В результаті цього біля першої планки вимолочується 85...95 % зерна. У вхідній частині аксіально-роторного МСП лопаті ротора наносять 15 – 20 ударів, вимолочуючи 95 % зерна при подачі хлібної маси 10 кг/с.

Довжина бильного (штифтового) барабана визначається шириною молотарки. У сучасних комбайнах вона становить 900...1660 мм.

Діаметр бильного барабана сучасних молотарок $D = 450...800$ мм. На барабані встановлюють парне число бил: 6, 8, 10, 12. Барабани діаметром 550, 600 мм мають 8, а діаметром 800 мм — 10 бил.

Била закріплюють на підбильниках на однаковій відстані (крок бил) між ними. Крок S_0 бил залежить від кількості M їх на барабані, тобто

$$S_0 = \pi D/M. \quad (6.3)$$

Кут обхвату барабана підбарабанням α (рис. 6.6) зумовлюється кутами α_1 входу бил у зону молотильного зазору і α_2 виходу із нього. Чим більший кут α_1 , тим менша швидкість потоку хлібної маси в молотильному зазорі, завдяки чому підвищуються обмолот і сепарація зерна, але підвищується подрібнення зерна і перебивання соломи. Зі збільшенням кута α_1 погіршується захоплення

маси билами. Для спрямування потоку маси в молотильний зазор при $\alpha_1 > 45^\circ$ установлюють приймальний бітер (СК-5 «Нива»), який має лінійну швидкість на кінцях лопатей до 8 м/с.

У комбайнах «Нива», «Дон», «Славутич» кут α_2 становить близько 90° , тобто барабан викидає грубий ворох у вертикальному положенні. Для відокремлення вороху і спрямування його під оптимальним кутом на клавиші соломотряса призначений відбійний бітер. Лопаті бітера обертаються з лінійною швидкістю 18 м/с, ударяють по вороху і виділяють із нього вимолочене зерно (3...5 %) у межах пруткової решітки, яка є продовженням дуги підбарабання. Збільшення кута α_2 понад 90° призводить до перекидання вороху в зону входу, що підвищує ймовірність забивання молотильного зазору.

У сучасних МСП кут обхвату становить $\alpha = 96...151^\circ$. Довжина дуги l_d підбарабання залежно від діаметра барабана і кута обхвату його підбарабання впливає на якісні показники МСП, як показано на рис. 6.7.

Комбайни «Нива» мають $D = 600$ мм, $\alpha = 146^\circ$, $l_d = 820$ мм, а комбайни «Дон» — $D = 800$ мм; $\alpha = 130^\circ$, $l_d = 1000$ мм, подача відповідно $q = 5$ кг/с і $q = 8$ кг/с.

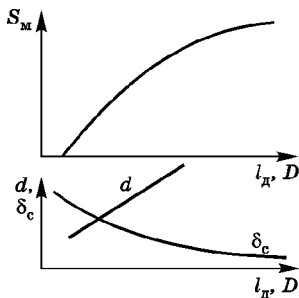


Рис. 6.7. Залежність коефіцієнтів сепарації S_m , недомолоту δ_c і подрібнення зерна d від довжини дуги l_d підбарабання і діаметра барабана

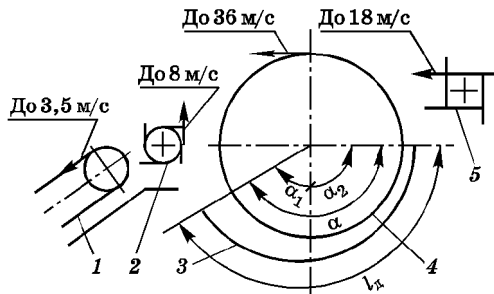


Рис. 6.6. Кінематичні та геометричні параметри поперечно-поточкового МСП:

1 — похилий конвеєр; 2 — приймальний бітер; 3 — підбарабання; 4 — барабан; 5 — відбійний бітер

У комбайнах «Колос», «Енисей», «Кедр» з двобарабаними МСП зерно вимолочується краще, його більше сепарується крізь отвори підбарабань, зменшується подача зерна на соломотряса. Проте при збиранні хлібів невеликої вологості (8...12 %) збільшується маса збоїн. Це призводить до перевантаження соломотряса і очисника. Під час роботи на вологих і забур'ячених хлібах отвори підбарабань забиваються. Крім цього, двобарабанні МСП більш металомісткі і енергоємні. Потужність на

привід барабанів і проміжного бітера у 1,4 – 1,6 раза більша, ніж при одному барабані.

Діаметр штифтових барабанів по планках становить $d_0 = 450 \dots 610$ мм, а по вершині штифтів

$$d = d_0 + 2h,$$

де $h \approx 70$ — робоча довжина штифта, мм.

Кількість планок M на барабані дорівнює 6, 8, 10 і 12.

Штифти розміщують по гвинтових лініях у місцях перетину їх із

планками. Число заходів k гвинтової лінії дорівнює 3, 4, 5 і 6 і має бути кратним кількості планок. Напрямок гвинтових ліній на розгортці (рис. 6.8) штифтового барабана визначається їхнім кроком

$$t = Ma_k,$$

де a_k — відстань між суміжними слідами штифтів ($a_k = 28$ мм, якщо штифти шаблеподібні, $a_k = 44$ мм — клиноподібні).

Відстань між штифтами на планці

$$b = M / ka_k.$$

Довжину барабана l по кінцях планок вибирають, урахувавши ширину молотарки.

Тоді відстань між крайніми слі-

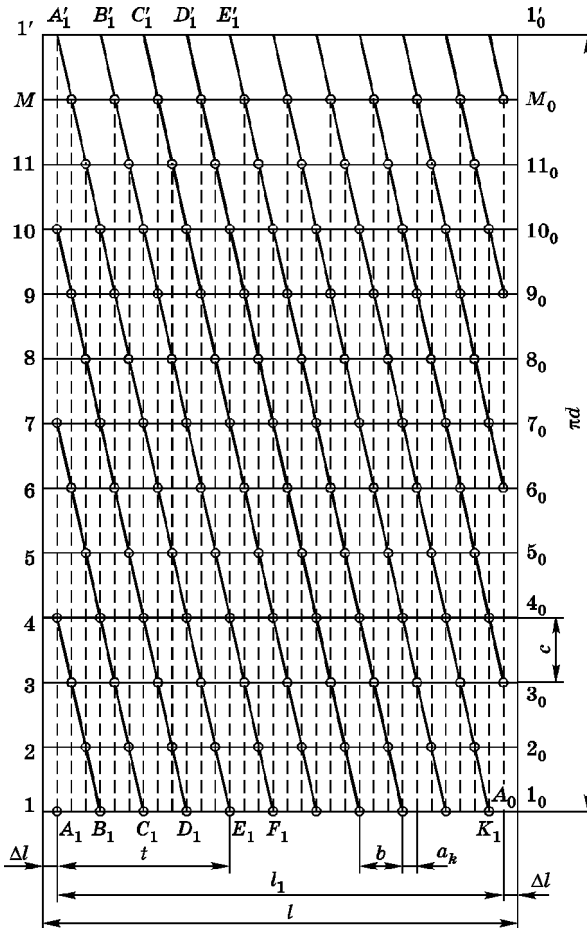


Рис. 6.8. Розгортка штифтового барабана

дами штифтів

$$l_1 = l - 2\Delta l,$$

де Δl — відстань від кінця планки до крайнього сліду штифтів ($\Delta l = 18$ мм, якщо штифти шаблеподібні, $\Delta l = 22$ мм — клиноподібні).

По одному сліду проходить стільки штифтів, скільки є заходів k гвинтової лінії. Тоді **кількість штифтів** на барабані

$$z = k(l_1 / a_k + 1). \quad (6.4)$$

Кількість штифтів z має бути кратною кількості планок M .

Розгортку штифтового барабана при $M = 12$ і $k = 4$ показано на рис. 6.8.

Діаметр ротора аксіально-роторних МСП у молотильно-сепарувальній зоні становить $D = 550...710$ мм. У пристроях з двома роторами діаметр кожного ротора дещо менший — $D = 440$ мм. Найбільший діаметр лопатей має у вхідній частині ротора, він у 1,3 – 1,4 раза більший від зазначеного діаметра D .

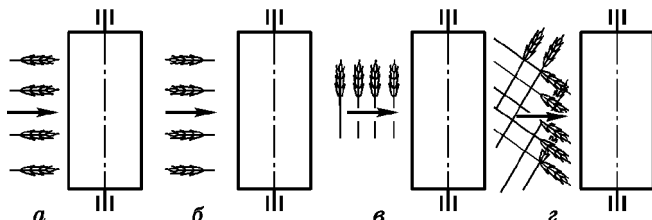
Зі збільшенням діаметра ротора збільшується довжина траєкторії руху хлібної маси у молотильно-сепарувальному зазорі. Завдяки цьому підвищується кількість ударів бил по масі, а отже, і якість обмолоту. Збільшується також площа решітчастої поверхні кожуха, що призводить до підвищення сепарації зерна, що зрештою підвищує пропускну здатність молотарки.

У комбайнах з пропускну здатністю $q = 8...12$ кг/с діаметр ротора становить 700...770 мм, при $q = 5...6$ кг/с — $D = 550...650$ мм, а довжина ротора до 3100 мм. У комбайні «Дон-2600» $D = 750$ мм, а довжина ротора без вхідної частини 2600 мм.

Орієнтація подачі хлібної маси і регулювання МСП. Стебла з колосом чи волоттю, які потрапляють до молотильного зазору, набувають різного положення відносно напрямку потоку подачі. Вони подаються колосом «по ходу вперед», «по ходу назад», поперечно потоку і змішано (рис. 6.9). Це залежить від стану хлібостою і конструктивного виконання транспортувальних органів жатної частини комбайна.

Рис. 6.9. Схеми подачі хлібної маси в МСП:

a — колосом «по ходу вперед»; *б* — колосом «по ходу назад»; *в* — поперечно потоку; *г* — змішано



Експериментальні дослідження свідчать, що при подачі колосків «по ходу назад» недомолот і подрібнення зерна збільшуються, а сепарування — зменшується. Це пояснюється тим, що колос надходить до молотильного зазору зі значно більшою швидкістю, ніж при подачі колоса «по ходу вперед». При поперечній подачі колоса значно погіршуються показники роботи поперечно-потоківих МСП; коефіцієнт недомолоту збільшується у 4–7 разів і схід зерна в соломовідокремлювач — у 3 рази.

Для аксіально-роторних МСП шлях колосків у молотильно-сепарувальному зазорі у 4,5–5,5 раза більший, ніж для поперечно-потоківих. Тому показники роботи такого МСП істотно не змінюються від орієнтації подачі хлібної маси.

Отже, під час роботи комбайна, особливо з поперечно-потоківим МСП, потрібно забезпечувати подачу хлібної маси колосками «по ходу вперед». При цьому влаштування між різальним апаратом і шнеком жатки стрічкового конвеєра в окремих комбайнах фірми Массей Фергюсон можна вважати виправданим.

Щоб забезпечити максимальну продуктивність комбайна при втратах, які не перевищують допустимих значень (недомолот $\delta_c \leq 5\%$, подрібнення зерна $d \leq 2\%$ для продовольчого зерна і $d \leq 1\%$ для насіння), передбачено регульовані параметри МСП. Крім цього, такі параметри впливають ще на втрати зерна, яке не відокремив соломовідокремлювач (соломотряс).

Регульованими параметрами МСП є частота обертання n барабана (ротора) і зазори c і δ (див. рис. 6.1, б, з) між білами барабана і планками підбарабання та між штифтами барабана і підбарабання.

Оптимальні значення частоти обертання і зазорів вибирають за два етапи. Попередньо такі параметри встановлюють залежно від культури, що збирається, згідно з табл. 6.1. Остаточню налагоджують у полі пошуком оптимальних значень при контрольних проходах.

Таблиця 6.1. Параметри попереднього налагодження молотильно-сепарувальних пристроїв

Культура	Лінійна швидкість бил u_b , м/с, залежно від типу МСП		Зазор δ , мм	
	Барабанно-дековий	Аксіально-роторний	Било барабана — планка деки	Било ротора — планка кожуха
Пшениця, овес	30...32	32...36	16...18 (4...6)*	40 (26)
Жито, ячмінь	25...30	30...34	16...18 (4...6)	40 (26)
Рис	—	27...31	—	—
Соняшник	13...15	14...17	18 (6...8)	40 (30)
Просо	21...24	23...27	16...18 (6...8)	40 (20)
Круп'яні	15...18	18...20	18 (7...9)	40 (15)
Кукурудза	10...12	12...15	22...24 (8...10)	40 (20)

* У дужках наведено зазори на виході, а без дужок — на вході.

Максимальної продуктивності можна досягти, враховуючи закономірності, наведені на рис. 6.10.

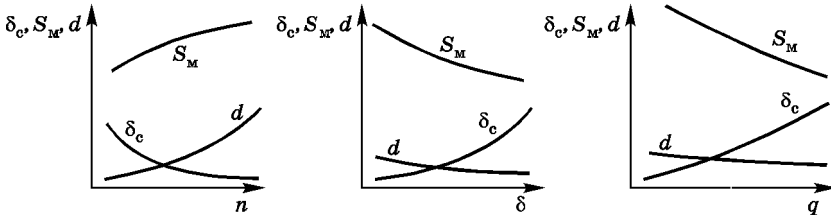


Рис. 6.10. Залежності коефіцієнтів недомолоту δ_c , сепарації S_M і подрібнення d від частоти обертання n барабана і середніх зазорів δ між билами і планками підбарабання та подачі q

Потужність для приводу барабана (ротора) складається з потужності на його холостий хід N_x і обмолот N_0 , тобто

$$N = N_x + N_0. \quad (6.5)$$

Потужність холостого ходу, потрібна для подолання тертя в підшипниках $a_x u_6$ і опору барабана повітря $b_x u_6^3$, становить

$$N_x = a_x u_6 + b_x u_6^3, \quad (6.6)$$

де a_x і b_x — коефіцієнти, що характеризують відповідно тертя і аеродинамічний опір барабана повітря; u_6 — лінійна швидкість барабана, м/с.

Для штифтового барабана $a_x = 5,0 \dots 5,5$ Н, а для бильного $a_x = 0,85 \dots 0,90$ Н на кожні 100 кг маси барабана (ротора). Цей коефіцієнт є силою тертя у підшипниках, зведеною до бил (штифтів).

Коефіцієнт $b_x = 0,055 \dots 0,090$ Н \cdot с²/м², зумовлює опір барабана повітря, який залежить від форми складових частин барабана (ротора) їх розміщення, густини повітря.

Потужність холостого ходу барабана незначна і становить 2...3 кВт. Для аксіально-роторного пристрою

$$N_x = a_x u_p + b'_x u_p^3 + b''_x u_p^3, \quad (6.7)$$

де $b'_x u_p^3$ — потужність, потрібна для подолання опору повітря руху лопатей у вхідній частині ротора ($b'_x = 0,09 \dots 0,10$ Н \cdot с²/м²); $b''_x u_p^3$ —

потужність, потрібна для подолання опору повітря у циліндричній частині на 1 м довжини ротора ($b_x'' = 0,03...0,04 \text{ Н с}^2/\text{м}^2$).

Потужність холостого ходу ротора завдовжки 3 м становить 10...12 кВт.

Потужність обмолоту N_0 , потрібна для подолання опору від взаємодії бил або штифтів з хлібною масою, визначають як добуток середнього колового зусилля P на билах барабана (ротора) або штифтів на лінійну швидкість u_6 барабана або ротора:

$$N_0 = Pu_6. \quad (6.8)$$

Для визначення середнього колового зусилля на билах барабана (ротора) експериментально встановлено таку залежність:

$$P = a_0q + b_0q^2, \quad (6.9)$$

де a_0 , b_0 — коефіцієнти, які враховують сорт і стан культури, що обмолочується, її вологість, молотильні зазори, кут обхвату тощо; q — подача хлібної маси в молотарку.

Різні МСП мають такі значення коефіцієнтів a_0 , b_0 : барабанно-декові — $a_0 = 100...120 \text{ Н (кг/с)}^{-1}$ і $b_0 = 8...10 \text{ Н (кг/с)}^{-2}$; аксіально-роторні — $a_0 = 120...160 \text{ Н (кг/с)}^{-1}$ і $b_0 = 8...15 \text{ Н (кг/с)}^{-2}$.

Менші значення відповідають хлібній масі за вологості 8...10 %, а більші — 25...35 %. Загальна потужність, потрібна для приведення барабана (ротора) в рух, зростає з підвищенням вологості маси.

Із залежностей (6.5) – (6.9) випливає, що потужність, потрібна для приведення в рух барабана, становить

$$N = a_x u_6 + b_x u_6^3 + (a_0 + b_0 q) q u_6, \quad (6.10)$$

а для ротора —

$$N = a_x u_p + b_x' u_p^3 + b_x'' u_p^3 + (a_0 + b_0 q) q u_p. \quad (6.11)$$

Для комбайна «Дон-1500» при подачі хлібної маси $q = 8 \text{ кг/с}$ потужність, за якої барабан приводиться в рух (на холостий хід і обмолот), становить 45...60 кВт.

Для аксіально-роторних МСП моноблокових при $q = 10 \text{ кг/с}$ $N = 80...130 \text{ кВт}$, тобто такі МСП споживають у 1,5 – 2,0 рази більше енергії на 1 кг зерна, ніж барабанно-декові (класичної схеми). Проте за класичних схем для надання бігерам і соломотрясам потрібна ще потужність 7...9 кВт.

6.2. Соломовідокремлювачі

6.2.1. Призначення і типи соломовідокремлювачів

Соломовідокремлювачі від грубого вороху відокремлюють зерно, полу, збіони і спрямовують їх на очисник, а солому — в пристрій комбайна для збирання незернової частини врожаю (НЗВ).

За принципом дії соломовідокремлювача на грубий ворох їх поділяють на соломотряси і роторні соломовідокремлювачі.

Соломотряси бувають клавішні (рис. 6.11, а), платформенні та конвеєрні (рис. 6.11, б).

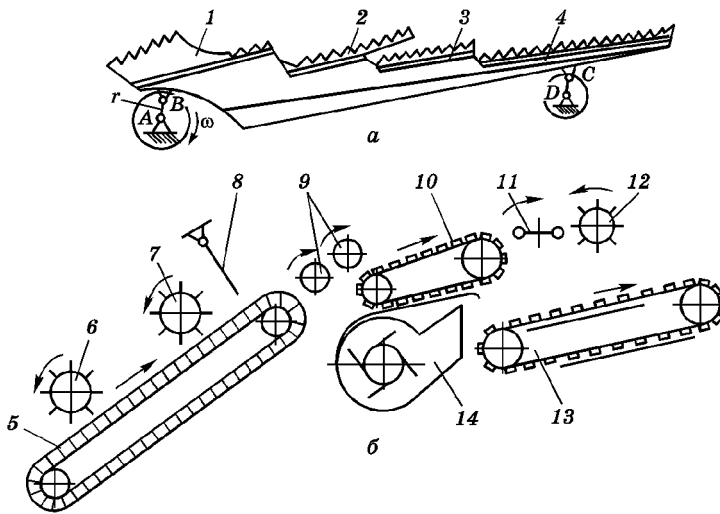


Рис. 6.11. Схеми соломотрясів:

- а — клавішного двовального; б — конвеєрного; 1 — гребінка; 2 — граблина; 3 — решітчаста поверхня; 4 — корпус клавіші; 5 — конвеєр вороху; 6 і 7 — бітери; 8 — секційний фартух; 9 — пікери; 10 і 13 — короткий і довгий конвеєри; 11 — двопрутковий бітер; 12 — відбійний бітер; 14 — вентилятор

Клавішні соломотряси підкидають, розпушують і розтягують грубий ворох. Вони бувають з трьома, чотирма, п'ятьма і шістьма клавішами. Корпус кожної клавіші шарнірно з'єднано з двома колінчастими валами однакового радіуса r (див. рис. 6.11, а) колін. Коліна AB і CD паралельні, а відстані $AD = BC$, тобто вали і клавіша утворюють чотириланковий паралелограмний механізм $ABCD$. У такому механізмі клавіша здійснює плоскопаралельний рух, і кожна її точка переміщується по колу радіусом r . Коліна валів двох суміжних клавіш зміщені одне відносно одного на певний кут.

Клавішні соломотряси добре сепарують грубий ворох колосових культур з безостим колосом під час роботи на рівному рельєфі. На остистих культурах отвори клавіш забиваються, що призводить до втрат зерна, які, крім того, збільшуються, якщо комбайн працює на схилах. Якісні показники роботи таких соломотрясів знижуються при подачах хлібної маси понад 4,5 кг/с на 1 м ширини молотарки.

Клавішний соломотряс відомий з 1831 р. У колишньому СРСР його було вперше застосовано на першому самохідному комбайні С-4 у 1947 р.

Платформенні соломотряси працюють за таким самим принципом, що й клавішні. Основна їх відмінність полягає у тому, що кілька клавіш об'єднано в одну платформу із зворотно-поступальним рухом. Нині в молотарках зернозбиральних комбайнів його не застосовують.

Конвеєрні соломотряси розчісують, розтягують і розпушують грубий ворох. З 1929 р. його застосовували в причіпних комбайнах «Комунар» та С-1, а в 1947 – 1957 рр. — на причіпних комбайнах С-6.

Порівняно з клавішними соломотрясами вони складніші за будовою, енергоємні й інтенсивно перебивають солому, внаслідок чого решета очисника перевантажується, особливо на сухому хлібості.

Роторні соломовідокремлювачі за механіко-технологічними властивостями сепарації поділяють на дві групи: роздільно-агрегатні та моноблокові.

Роздільно-агрегатні соломовідокремлювачі створюють, як правило, на основі класичної схеми молотарки, в якій замість клавішного соломотряса встановлено ротори двох типів. Перший із них — з поперечно-потоківими п'ятьма або вісьмома роторами (рис. 6.12, а) або з одним ротором (рис. 6.12, б), а другий — з аксіально-потоківим одним або двома роторами.

Моноблокові соломовідокремлювачі розміщено в одному агрегаті з молотильним апаратом. Вони мають спільний ротор і кожух, у якому солома відокремлюється від дрібного вороху частиною одного ротора або двох з аксіальною (див. рис. 6.3, а, б) або тангенціальною (див. рис. 6.3, в) подачею.

Роторні соломовідокремлювачі працюють за принципом розчісування, удару і розтягування грубого вороху.

Роздільно-агрегатні соломовідокремлювачі з поперечно-потоківими роторами (див. рис. 6.12, а) порівняно із соломотрясами краще працюють на схилах та при збиранні довгостеблових хлібів підвищеної вологості. Однак при сухому хлібості через інтенсивне перебивання соломи очисник перевантажується, а при збиранні зволжених і забур'ячених хлібів отвори решітчастих поверхонь, які встановлені під роторами, часто забиваються, що зумовлює збільшення втрат зерна.

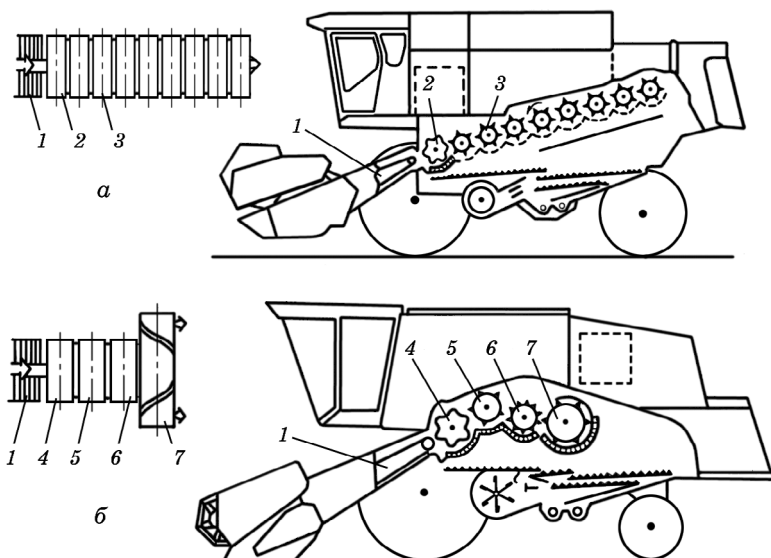


Рис. 6.12. Схеми роздільно-агрегатних поперечно-потоківих роторних соломовідокремлювачів:

a — восьмироторний; *б* — однороторний; 1 — конвеєр похилої камери; 2 і 4 — молотильні барабани; 3 — ротор соломовідокремлювача; 5 — проміжний бітер; 6 — роторний сепаратор; 7 — ротор соломовідокремлювача

Роздільно-агрегатні і моноблокові аксіально-роторні та поперечно-потоківі роторні соломовідокремлювачі інтенсивно відокремлюють зерно як під час роботи на горизонтальних ділянках, так і на схилах. Такі пристрої компактні, нечутливі до нерівномірності подачі хлібної маси в молотарку. Проте вони енергоємні і значно перебивають соломку, якщо її вологість низька, або утворюють джгути, якщо хліба зволожені.

6.2.2. Основи теорії та розрахунку соломовідокремлювачів

Кінематичний режим роботи клавішного соломотряса. Під *кінематичним режимом роботи* K розуміють відношення відцентрового прискорення $\omega^2 r$ точок клавіш до прискорення вільного падіння g , тобто

$$K = \frac{\omega^2 r}{g}, \quad (6.12)$$

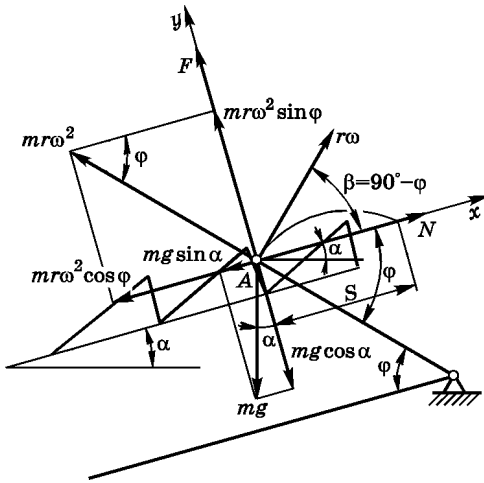


Рис. 6.13. Сили, що діють на часточку вороху на клавіші соломотряса

Маємо елемент клавіші, нахиленої до горизонту під кутом α , який приводиться в коливальний рух кривошипом (колінчастим валом) радіусом r у момент його повороту на кут $\varphi = \omega t$. На часточку, що розміщується на гребені в точці A , діють сили ваги mg часточки і відцентрова сила $m\omega^2 r$. Розкладемо силу mg на дві складові $mg \cos \alpha$ і $mg \sin \alpha$ відповідно до напрямків осей y і x . В результаті наявності останніх виникнуть нормальна реакція N і сила тертя F . Спроектувавши всі сили на осі x і y , отримаємо рівняння рівноваги часточки

$$\left. \begin{aligned} \sum x &= N - mg \sin \alpha - m\omega^2 r \cos \varphi = 0; \\ \sum y &= F - mg \cos \alpha + m\omega^2 r \sin \varphi = 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.13)$$

Із рівнянь (6.13) матимемо

$$N = mg \sin \alpha + m\omega^2 r \cos \varphi;$$

$$F = mg \cos \alpha - m\omega^2 r \sin \varphi.$$

Оскільки $F = fN$, то

$$F = mg \cos \alpha - m\omega^2 r \sin \varphi = f(mg \sin \alpha + m\omega^2 r \cos \varphi).$$

Після перетворень отримаємо

$$K = \frac{\omega^2 r}{g} = \frac{f \sin \alpha - \cos \alpha}{-(\sin \varphi + f \cos \varphi)}. \quad (6.14)$$

де ω — кутова швидкість колінчастого вала клавіші; r — радіус коліна.

Цей показник залежить також від кута α нахилу клавіші до горизонту, кута повороту коліна $\varphi = \omega t$ та коефіцієнта f тертя грубого вороху по клавіші. Функціональну залежність між цими параметрами можна визначити за силовою схемою, наведеною на рис. 6.13.

Маємо елемент клавіші, нахиленої до горизонту під кутом α , який приводиться в коливальний рух кривошипом (колінчастим валом) радіусом r у момент його повороту на кут $\varphi = \omega t$. На часточку, що розміщується на гребені в точці A , діють сили ваги mg часточки і відцентрова сила $m\omega^2 r$. Розкладемо силу mg на дві складові $mg \cos \alpha$ і $mg \sin \alpha$ відповідно до напрямків осей y і x . В результаті наявності останніх виникнуть нормальна реакція N і сила тертя F . Спроектувавши всі сили на осі x і y , отримаємо рівняння рівноваги часточки

Залежність (6.14) розкриває геометричний зміст показника кінематичного режиму.

Експериментальні дослідження свідчать, що при $K > 2,3$ (рис. 6.14) втрати зерна за соломотрясом збільшуються. Як видно з рис. 6.14, для клавішних соломотрясів оптимальне значення $K = 2,2$. За такого кінематичного режиму швидкість вороху на соломотрясі $u_v =$

$= 0,35...0,40$ м/с. Зі збільшенням швидкості u_v зменшується товщина шару вороху, але зменшується час знаходження його на соломотрясі. У разі зменшення товщини шару сепарація збільшується. Внаслідок тривалішої обробки вороху на соломотрясі сепарація також підвищується.

Під час роботи комбайна слід дотримуватись оптимального кінематичного режиму роботи соломотряса, тобто, завантажуючи молотарку, не перевантажувати дизель і не занижувати його швидкісний режим.

Довжина клавіші соломотряса. Під час руху клавіші в напрямку осі x (див. рис. 6.13) часточка вороху, впираючись у стінку сходинки, рухається разом з нею у тому самому напрямку. За певного кута повороту коліна часточка відривається від стінки зі швидкістю ωr під кутом β і підкидається вгору. Під час вільного польоту часточка опускається на клавішу на відстані S

$$S = \omega r \cos \beta t,$$

де t — час польоту часточки.

Вважатимемо, що час польоту дорівнює часу одного оберту коліна, тобто $\varphi = \omega t = 2\pi$, звідки $t = 2\pi/\omega$.

Оскільки $\beta = 90^\circ - \varphi$, а $\cos(90^\circ - \varphi) = \sin \varphi$, матимемо

$$S = \omega r \sin \varphi \frac{2\pi}{\omega}. \quad (6.15)$$

Значення $\sin \varphi$ можна визначити з таких міркувань. У момент, коли часточка відривається від сходинки, нормальна реакція $N = 0$, а отже, і сила тертя $F = 0$. Тоді з другого рівняння (6.13)

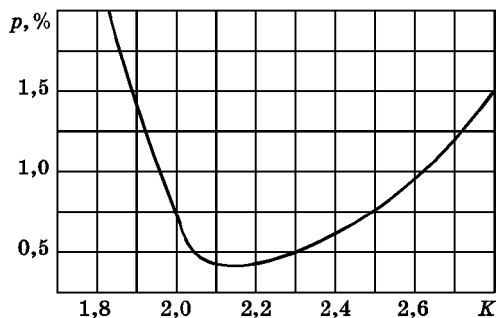


Рис. 6.14. Зміна втрат зерна за клавішним соломотрясом залежно від показника кінематичного режиму роботи

отримаємо $mg \cos \alpha = m\omega^2 r \sin \varphi$, звідки

$$\sin \varphi = \frac{g \cos \alpha}{\omega^2 r} = \frac{\cos \alpha}{K}. \quad (6.16)$$

Тоді, враховуючи залежності (6.15) і (6.16), дістанемо

$$S = 2\pi r \frac{\cos \alpha}{K}. \quad (6.17)$$

Експериментальні дослідження свідчать, що для повного відокремлення зерна із грубого вороху таких відстаней S на довжині клавші має бути $z = 30 \dots 50$. Тоді довжина $L_{\text{к}}$ клавші соломотряса

$$L_{\text{к}} = Sz\psi, \quad (6.18)$$

де $\psi = 0,7$ — коефіцієнт, який ураховує ступінь стисливості купок вороху, що накладаються одна на одну внаслідок суміжних кидків.

Комбайн СК-5М «Нива» має довжину клавші $L_{\text{к}} = 3620$ мм, «Дон-1500» — $L_{\text{к}} = 4100$, КЗС-9-1 «Славутич» — $L_{\text{к}} = 4350$, «Лан» — $L_{\text{к}} = 4100$, Е-516 — $L_{\text{к}} = 4860$ мм.

У результаті експериментальних досліджень встановлено, що зі збільшенням довжини клавш втрати зерна за соломотрясом зменшуються, але при $L_{\text{к}} \geq 4500$ мм зменшення втрат незначне (рис. 6.15). Ось чому комбайни з подачею хлібної маси $q = 8 \dots 10$ кг/с мають $L_{\text{к}} = 4000 \dots 4400$ мм.

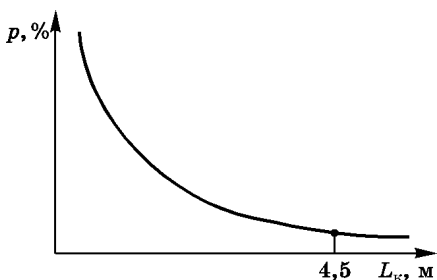


Рис. 6.15. Зміна втрат зерна за соломотрясом залежно від довжини клавші

зменшуються, але при $L_{\text{к}} \geq 4500$ мм зменшення втрат незначне (рис. 6.15). Ось чому комбайни з подачею хлібної маси $q = 8 \dots 10$ кг/с мають $L_{\text{к}} = 4000 \dots 4400$ мм.

Ширина соломотряса. Вона зумовлюється переважно довжиною барабана. В існуючих конструкціях комбайнів ширина соломотряса $B_c = 850 \dots 1680$ мм, причому при $q = 5 \dots 10$ кг/с $B_c = 200 \dots 1680$ мм. Так, комбайн СК-5М має $B_c = 1200$ мм, «Дон-

1500» — $B_c = 1500$, «Лан» — $B_c = 1580$ мм.

Щодо кількості клавш, то їх може бути 3, 4, 5 і 6. Так, у комбайні «Лан» клавш 6, а у СК-5М — 4.

Товщина h шару вороху на соломотрясі. Об'єм вороху, що безперервно знаходиться на соломотрясі під час його роботи, залежить від його геометричних параметрів, тобто

$$V = L_{\text{к}} B_c h. \quad (6.19)$$

Об'єм вороху, що надходить на соломотряс за одиницю часу,

$$V' = \frac{0,75q}{\gamma},$$

де q — подача хлібної маси до молотарки; γ — об'ємна вага вороху.

Час t перебування вороху на соломотрясі можна визначити із залежності

$$L_{\kappa} = v_{\text{cp}}t,$$

тобто

$$t = L_{\kappa}/v_{\text{cp}},$$

де $v_{\text{cp}} = 0,35 \dots 0,45$ — середня швидкість руху вороху по соломотрясі, м/с.

Тоді об'єм V вороху, що безперервно знаходиться на соломотрясі, можна подати так:

$$V = V't = \frac{0,75q}{\gamma} \frac{L_{\kappa}}{v_{\text{cp}}}. \quad (6.20)$$

Прирівнявши залежності (6.19) і (6.20)

$$L_{\kappa} B_c h = \frac{0,75q}{\gamma} \frac{L_{\kappa}}{v_{\text{cp}}},$$

остаточно отримаємо

$$h = \frac{0,75q}{\gamma B_c v_{\text{cp}}}. \quad (6.21)$$

Кінематичний режим роботи аксіально-роторного соломовідокремлювача зумовлюється кутовою швидкістю ротора і кожуха та їхніми діаметрами. Зі збільшенням кутової швидкості ротора збільшуються інерційні сили і сили ударного імпульсу, які діють на ворох. Це призводить до підвищення сепарації зерна із вороху, проте зростає навантаження на очисник через надмірне подрібнення соломи.

Рекомендовані показники K кінематичного режиму для аксіально-роторних соломовідокремлювачів такі: пшениця і жито — 270...350; овес — 240...310; кукурудза — 38...60; рис — 200...270; круп'яні культури — 87...110.

Більші значення K вибирають при збиранні вологих важкообмолочуваних сортів культур, менші — легкообмолочуваних.

Наявність у соломовідокремлювачі кожуха, що обертається ($10...20 \text{ хв}^{-1}$), унеможливило забивання його отворів рослинними рештками, що сприяє збільшенню відокремлення зерна із вороху, а в цілому — зменшенню втрат зерна за молотаркою.

Якість роботи соломовідокремлювача будь-якого типу характеризується коефіцієнтами S_c сепарації й інтенсивності сепарації μ_c зерна і грубого вороху.

Коефіцієнт сепарації залежить від типу, параметрів і режиму роботи соломовідокремлювача, а також від властивостей вороху. Його визначають за залежністю

$$S_c = m_B/m_H, \quad (6.22)$$

де m_B — маса зерна, що відокремилась із соломовідокремлювача; m_H — маса зерна, що надійшла на соломовідокремлювач.

Для комбайна СК-5М з площею робочої поверхні соломотряса $f_c = 4,7 \text{ м}^2$ при подачі $q = 5,0...5,5 \text{ кг/с}$ коефіцієнт $S_c = 0,85...0,90$. Площа f_c комбайна РСМ-10 у 1,4 раза більша, ніж СК-5М. Завдяки цьому $S_c = 0,90...0,95$ при $q = 7,5...8,0 \text{ кг/с}$.

Інтенсивність сепарації характеризується коефіцієнтом

$$\mu_c = m_B/(m_H f_c), \quad (6.23)$$

який показує, яка частка вимолоченого зерна виділяється з 1 м^2 площі f_c робочої поверхні соломотряса.

Середні значення коефіцієнта інтенсивності сепарації:

- для клавішного соломотряса

$$\mu_c = (2,7...3,0)/q; \quad (6.24)$$

- для аксіально-роторного соломовідокремлювача:

$$\text{при } \alpha = 180^\circ \mu_c = (4,8...4,9)/q; \quad (6.25)$$

$$\text{при } \alpha = 360^\circ \mu_c = (6,0...6,3)/q, \quad (6.26)$$

де α — кут обхвату ротора кожухом, на якому розміщена решітчаста поверхня.

6.3. Очисники зерна

Очисник — відповідальний робочий орган молотарки зернозбирального комбайна. Від якості його роботи залежить не тільки чистота зерна в бункері, а й втрати зерна за молотаркою.

6.3.1. Призначення, типи, параметри і режим роботи очисників зерна

Ворох, що надходить із МСП і соломовідокремлювача, різний за своїм складом. Він містить 55...80 % зерна і 45...20 % полови, збоїн недомолочених колосків, неорганічних та інших домішок. Такий ворох називають *дрібним*.

Очисник призначений для відокремлення із дрібного вороху зерна при допустимих втратах вимолоченого зерна в полові не більше ніж 0,3 %. При цьому чистота зерна в бункері має бути: для хлібних злаків не нижче ніж 97 %, круп'яних, бобових культур і насіння трав — 95%.

Очисник будь-якої молотарки має, як правило, складові елементи, які показано на рис. 6.16.

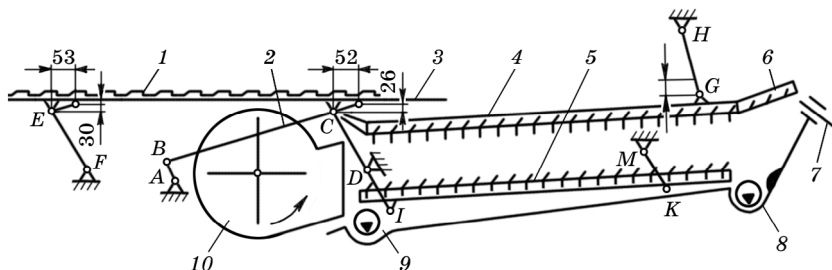


Рис. 6.16. Схема повітрорешітного очисника молотарки:

1 — стрясна дошка; 2 — механізм приводу; 3 — пальцева решітка; 4 і 5 — решета; 6 — подовжувач верхнього решета; 7 і 9 — рухомий щиток; 8 і 9 — колосовий і зерновий шнеки; 10 — вентилятор

Стрясна дошка 1 приводиться в коливальний рух з частотою $n = 4,2...4,5 \text{ с}^{-1}$ механізмами $ABCDEF$. Точки дошки рухаються по криволінійних траєкторіях (горизонтальна амплітуда $A_r = 52...57 \text{ мм}$ і вертикальна $A_v = 23...30 \text{ мм}$). Робоча поверхня дошки ступінчаста. Це дає можливість вороху переміщуватися в напрямку до решіт і розширюватися на два потоки: внизу потоку скупчується основна маса зерна, а вверху — збоїни і половина.

Характер руху вороху на стрясній дошці змінюється від крену молотарки, що підвищує втрати зерна в полові під час роботи на схилах. На вологих і забур'ячених хлібах робоча поверхня дошки залипає. Таких недоліків не мають шнекові конвеєри. Проте вони не розширюють ворох на два потоки, а подають його на решета змішаним потоком.

Решета 4 і 5 та вентилятор 10 розділяють ворох за розмірами і парусністю. В очисниках комбайнів для збирання колосових культур застосовують жалюзійні решета з регульованим кутом нахилу

жалюзі. В кінці верхнього решета, як правило, встановлюють подовжувач, поверхня якого також жалюзійна і регульована. Подовжувач уловлює недомолочені колоски і зерно, не відокремлені верхнім решетом.

Застосування жалюзійних решіт зумовлюється необхідністю транспортування вороху і розшарування його на два потоки, як і стрясна дошка, а також їх високою продуктивністю.

Продуктивність решета залежить від виду культури, що очищається, площі F решета та питомого навантаження на решето q_F , тобто

$$Q_p = \eta q_F F, \quad (6.27)$$

де η — коефіцієнт, який залежить від виду культури, що очищається ($\eta = 1$ для пшениці; $\eta = 0,75$ для жита, ячменю, гороху; $\eta = 0,55$ для вівса, рису, гречки; $\eta = 0,2$ для конюшини, люцерни); $q_F \approx 1,5 \dots 2,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ с})$ — для жалюзійних решіт; $q_F \approx 0,5 \dots 0,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ с})$ — для сортувальних решіт.

Площу решета F очисника визначають залежно від подачі вороху на очисник q_B і питомого навантаження на решето q_F , тобто

$$F = q_B / q_F. \quad (6.28)$$

Подача вороху на очисник

$$q_B = q(1 - \lambda k_0),$$

де q — подача хлібної маси до молотарки; λ — коефіцієнт соломистості (відношення маси соломи до всієї хлібної маси); $k_0 = 0,6 \dots 0,9$ — коефіцієнт, що характеризує роботу МСП і соломовідокремлювача.

Ширину решета B_p вибирають відповідно до ширини соломотряса:

$$B_p = (0,9 \dots 0,95) B_c.$$

Комбайн КЗС-9-1 «Славутич» має площу решіт $4,4 \text{ м}^2$, «Лан» — $5,1 \text{ м}^2$, а загалом площа решіт комбайнів, у тому числі селекційних, становить $1,75 \dots 7,5 \text{ м}^2$.

Для збирання кукурудзи зі збиранням зернострижневої суміші замість жалюзійного решета встановлюють спеціальне хвилясте решето. Для збирання насіння трав замість нижнього жалюзійного решета монтують пробивне решето з діаметрами отворів $2,5 \dots 3,0 \text{ мм}$.

Параметри приводу решіт. Верхнє решето приводиться в рух механізмом *DCGH* (див. рис. 6.16) з амплітудою переднього кінця $A_r = 52 \dots 57 \text{ мм}$ і $A_B = 23 \dots 26 \text{ мм}$, а заднього $A_r = 55 \dots 59 \text{ мм}$ і $A_B = 24 \dots 32 \text{ мм}$.

Нижнє решето приводиться в рух механізмом *DKIM* опозитивно нижньому (амплітуди $A_{\Gamma} = 30...40$ мм і $A_{\text{В}} = 7...20$ мм).

Кут нахилу решіт до горизонту становить $0...2^{\circ}$, кут нахилу подовжувача до горизонту — $12...15^{\circ}$.

Відстань між жалюзі подовжувача беруть $12...15$ мм, верхнього решета — $10...11$, нижнього — $6...8$ мм.

Кінематичний режим роботи решіт очисника $K = \omega^2 r / g = 2,2...3,0$.

Вентилятор нагнітає повітряний потік на решета очисника. Найширше застосовують відцентрові вентилятори, а також осьові й діаметральні.

Для пшеничного дрібного вороху швидкість повітряного потоку над задніми і середніми частинами решіт має бути $3,8$ м/с, а над передньою — $5,8$ м/с.

Характерною ознакою комбайнів є велика (до $1,6$ м) ширина площі решіт, що обдуваються повітряним потоком. Унаслідок цього виникають певні труднощі щодо вирівнювання потоку по ширині. В окремих комбайнах, зокрема в комбайні «Лан», рівномірність повітряного потоку досягають застосуванням секційних вентиляторів (рис. 6.17). Такі вентилятори, крім рівномірності, мають ще й вищу продуктивність.

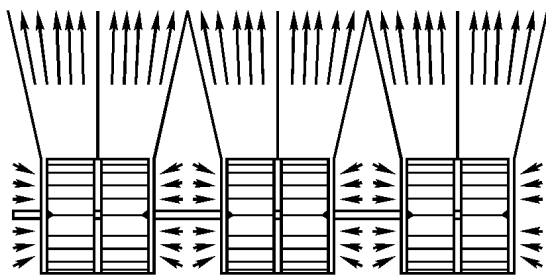


Рис. 6.17. Схема шестисекційного вентилятора очисника комбайна «Лан»

Такі вентилятори, крім рівномірності, мають ще й вищу продуктивність.

Напрями вдосконалення очисників. З метою підвищення пропускної здатності очисників застосовують більш удосконалені очисники (рис. 6.18).

Так, дрібний ворох попередньо збагачується зерном завдяки спрямуванню повітряного потоку на передочисник, який є додатковою стрясною дошкою *2* (рис. 6.18, *а*), встановленою між основною стрясною дошкою *1* і верхнім решетом *3*, або додатковим решетом і додатковою стрясною дошкою (рис. 6.18, *б*).

Фірма Джон Дір пропонує подавати ворох на додаткове решето шнеками (рис. 6.18, *в*). Фірма MDB розв'язує проблему підвищення пропускної здатності очисника встановленням третього решета (рис. 6.18, *г*), а фірма Дойтц Фар — вмонтуванням у стрясну дошку решета

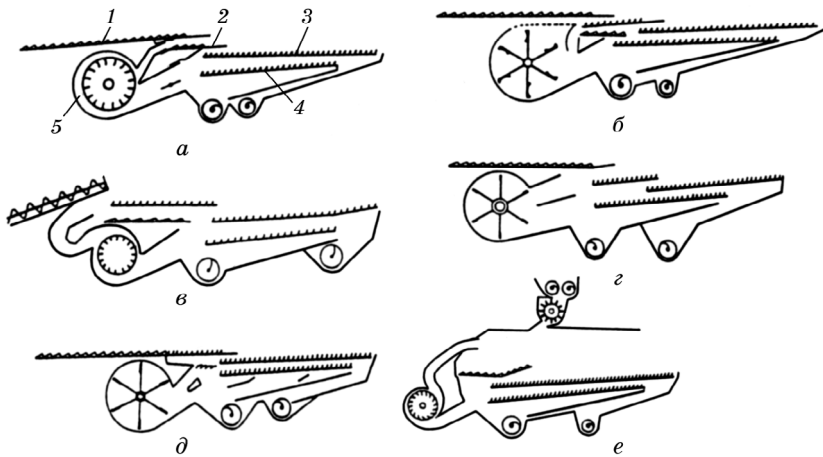


Рис. 6.18. Схеми повітрорешітних очисників комбайнів фірм:
 а — Клаас; б — Форд Нью Холланд; в — Джон Дір; г — MDB; д — Дойтц Фар;
 е — Фіатагрі; 1 — стрясна дошка; 2 — додаткова стрясна дошка; 3 — верхнє
 решето; 4 — нижнє решето; 5 — вентилятор

та (рис. 6.18, д). В очисниках комбайнів фірми Фіатагрі попереднє очищення дрібного вороху від полови здійснюється прискороною подачею його роликками у повітряний потік (рис. 6.18, е).

6.4. Домолочувальні пристрої

Із решіт очисника в колосовий шнек разом з недомолоченими колосками надходить частина зерна, полови і збоїни.

Подача дрібного вороху q_k в колосовий шнек прямо пропорційна подачі хлібної маси q до молотарки, тобто

$$q_k = K_{\Pi} q, \quad (6.29)$$

де $K_{\Pi} = 0,05 \dots 0,10$ — коефіцієнт пропорційності.

Подача вільного зерна до колосового шнека не повинна перевищувати 1% загальної подачі зерна. Недомолочені колоски мають максимально відокремлюватись очисником. Недомолот у полові не повинен перевищувати 0,1%. Недомолочені колоски із шнека спрямовуються на повторний обмолот колосовим елеватором.

6.4.1. Призначення, типи, параметри і режим роботи домолочувальних пристроїв

Колоски домолочуються, як правило, в основному МСП або в автономному колосодомолочувальному пристрої (КДП). Ворох, що домолочується основним МСП, подається до домолочувального барабана колосовим шнеком, скребковим елеватором і розподільним шнеком. Можлива подача в зону між барабаном і приймальним бітером або відбійним бітером, а також у площину вертикального діаметра барабана. В аксіально-роторних пристроях ворох надходить до вхідної частини ротора або до молотильно-сепарувальних зон.

Цій системі домолоту властиві такі недоліки: барабан або ротор недостатньо домолочує колоски (вимолот зерна близько 50...60 %) унаслідок змішування їх з основним потоком хлібної маси; до 25 % вільного зерна, яке повторно надходить із колосового елеватора на барабан чи ротор, подрібнюється.

Автономний КДП (рис. 6.19) установлюють збоку молотарки комбайна, а продукти обмолоту виводять над стрясною дошкою очисника або над верхнім решетом. Автономні КДП бувають трьох типів: лопатеві, бильні та аксіально-роторні. Вимолот зерна автономним КДП вищий, ніж основним МСП.

Колосодомолочувальний пристрій комбайна «Дон-1500» має лопатевий ротор діаметром 330 мм з частотою обертання 1329 об/хв, а комбайн КЗС-9-1 «Славутич» — бильний барабан з частотою обертання 686 об/хв.

Недоліком автономного КДП вважають додаткову втрату зерна в полові внаслідок повторної і односторонньої подачі продуктів обмолоту на очисник.

Нині застосовують експериментальні КДП, які не тільки домолочують колоски, а й сепарують зерно із колосового вороху. Зерно і

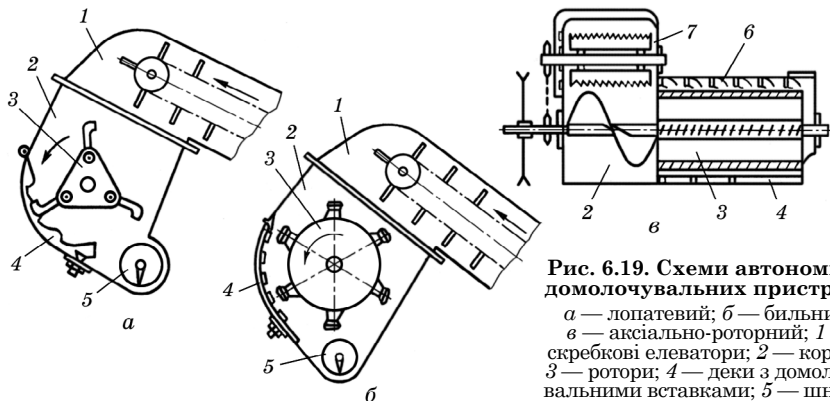


Рис. 6.19. Схеми автономних домолочувальних пристроїв:
a — лопатевий; *б* — бильний;
в — аксіально-роторний; 1 — скребковий елеватор; 2 — корпус; 3 — ротор; 4 — деки з домолочувальними вставками; 5 — шнеки; 6 — гвинтові напрямні; 7 — бітер

дрібні домішки надходять на очисник, а соломиста маса виводиться із молотарки.

Швидкість ланцюга скребкового елеватора. Для розрахунку параметрів колосового шнека очисника і скребкового колосового елеватора передумовою є подача до нього вороху q_k (див. залежність (6.29)).

Із умови безперервного процесу

$$q_k = Q, \quad (6.30)$$

де Q — продуктивність скребкового колосового елеватора, можна визначити швидкість ланцюга елеватора u_e .

Оскільки

$$Q = Fu_e\rho\eta, \quad (6.31)$$

де F — площа скребка; ρ — щільність вороху; $\eta = 0,5 \dots 0,8$ — коефіцієнт заповнення скребка, і враховуючи залежності (6.29) і (6.30), отримаємо

$$u_e = \frac{K_{\Pi}q}{F\rho\eta}. \quad (6.32)$$

6.5. Бункери для зерна

6.5.1. Елементи конструкції і параметри бункерів для зерна

Бункери для зерна є одно- і двосекційними коробами та завантажувальними і вивантажувальними пристроями.

Завантажують зерно в короби шнеками, які розміщують горизонтально або з нахилом до горизонту. Вивантажують його також горизонтальними та похилим шнеками. Активність подачі зерна будь-якої вологості до горизонтального шнека забезпечує вібраційна установка завдяки коливанню її вібролиста з великою частотою (20...30 Гц) та амплітудою до 3 мм. Вібролист приводиться в рух гідровібраторами, якими керують з кабіни. Вивантажувальні шнеки включають у роботу при працюючій молотарці або безпосередньо від дизеля, коли інші робочі органи молотарки не працюють (комбайн «Лан»). Найефективніше вивантажувати зерно із бункера, не зупиняючи комбайн. Проте в існуючих схемах стикування комбайна і транспортувального засобу це не завжди можна, тому, як правило, комбайн зупиняють. Щоб знизити витрати часу на вивантаження зерна, збільшують місткість бункера, застосовують змінні бункери-нагромаджувачі, причіпні візки до комбайна, а також високопродуктивні вивантажувальні пристрої. Місткість бункера беруть та-

кою, що дорівнює кратної місткості кузова основного засобу, який застосовують для транспортування зерна від комбайна.

Комбайни з пропускною здатністю хлібної маси від 5 до 12 кг/с мають бункери місткістю 3...10 м³ і навіть 11,1 м³. Продуктивність вивантажувальних пристроїв q_B таких бункерів становить 24...90 кг/с, а витрати часу від 90 до 160 с. У комбайні «Дон-1500» продуктивність вивантажувальних шнеків становить 25...30 кг/с, місткість бункера 6 м³; у комбайні КЗС-9-1 «Славутич» відповідно — 40 кг/с; 6,7 м³.

Слід мати на увазі, що зі збільшенням місткості бункера на 1 м³ маса комбайна збільшується на 300...400 кг, а витрати потужності на його переміщення — на 2,5...3,5 кВт. Крім цього, виникає потреба у підвищенні міцності рами і агрегатів ходової частини, стійкості комбайна тощо.

6.5.2. Тривалість заповнення і розвантаження бункера

Час, протягом якого заповнюється бункер, залежить від подачі q_3 , тобто

$$t_3 = \rho_3 \varepsilon_6 V_6 / q_3, \quad (6.33)$$

де ρ_3 — щільність зерна в бункері; V_6 — місткість бункера; $\varepsilon_6 \approx 0,9$ — коефіцієнт заповнення бункера.

Тривалість вивантаження зерна із бункера

$$t_B = \rho_3 \varepsilon_6 V_6 / q_B, \quad (6.34)$$

де q_B — продуктивність вивантажувального пристрою.

6.6. Продуктивність і пропускна здатність комбайна

Продуктивність за годину основного часу, га/год, зернозбирального комбайна визначають за залежністю

$$W = 0,1 B v_M, \quad (6.35)$$

де B — ширина захвату жатки, м; v_M — швидкість комбайна, км/год.

Для випадку, коли $B = 6$ м, а $v_M = 6$ км/год,

$$W = 0,1 \cdot 6 \cdot 6 = 3,6 \text{ га/год.}$$

Якщо врожайність зерна, наприклад, $Q_3 = 48$ ц/га, то продуктивність комбайна по зерну за годину основного часу становитиме

$$W = 0,1 B v_M Q_3 = 0,1 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 48 = 172,8 \text{ ц/год} = 17,28 \text{ т/год} = 4,8 \text{ кг/с.}$$

Отже, 3,6 га/год; 172,8 ц/год; 17,28 т/год; 4,8 кг/с — це продуктивність комбайна за годину чистої роботи при заданому режимі роботи ($B = 6$ м; $v_m = 6$ км/год).

Змінну продуктивність, га/зміну, комбайна визначають за залежністю

$$W_3 = 0,1Bv_mT\tau, \quad (6.36)$$

де T — тривалість зміни, год; τ — коефіцієнт використання часу зміни.

Під пропускною здатністю q молотарки комбайна розуміють кількість хлібної маси, що проходить через молотарку за одиницю часу при співвідношенні зерна до соломи за масою 1 : 1,5 (коефіцієнти соломистості $\beta_0 = 0,6$), а втрати ρ зерна за молотаркою не перевищують 1,5 %, подрібнення зерна $\delta_3 \leq 2$ % і чистота бункерного зерна не менше ніж 97 %. За еталон беруть збирання прямостоячої пшениці продовольчого і фуражного призначення з вологістю зерна 15...18 %, маса 1000 зернин дорівнює 40 г, довжина зрізаних стебел 70...90 см, засміченість не більше ніж 5 %.

Подачу хлібної маси, кг/с, до молотарки визначають за залежністю

$$q_1 = \frac{Bv_mQ}{360}, \quad (6.37)$$

де Q — врожайність зерна і соломи, ц/га:

$$Q = Q_3 + Q_3\beta, \quad (6.38)$$

де Q_3 — врожайність зерна, ц/га; β — частка соломи за масою відносно врожайності зерна.

При співвідношенні зерна до соломи за масою 1 : 1,5; $\beta = 1,5$, тобто при врожайності зерна $Q_3 = 48$ ц/га та $\beta = 1,5$, врожайність зерна і соломи згідно із залежністю (6.38)

$$Q = 48 + 48 \cdot 1,5 = 120 \text{ ц/га,}$$

а коефіцієнт соломистості

$$\beta_0 = \frac{Q_3\beta}{Q} = \frac{48 \cdot 1,5}{120} = 0,6.$$

За умови безперервного процесу і його якості пропускна здатність молотарки q має дорівнювати подачі q_1 , кг/с (див. залежність (6.37)), тобто

$$q = q_1 = \frac{Bv_m Q}{360}. \quad (6.39)$$

Із залежності (6.39) випливає, що комбайн може мати продуктивність за годину чистої роботи $W = 3,6$ га/год при врожайності зерна $Q_3 = 48$ ц/га і соломи $Q_c = 72$ ц/га та при режимі роботи $B = 6$ м і $v_m = 6$ км/год, якщо пропускна здатність його молотарки

$$q = \frac{6 \cdot 6 \cdot 120}{360} = 12 \text{ кг/с.}$$

Слід зазначити, що будь-який комбайн може сприйняти подачу хлібної маси більшу, ніж його оптимальна пропускна здатність. Однак треба мати на увазі, що втрати зерна при цьому за молотаркою становитимуть більше ніж 1,5 % (рис. 6.20).

Проблеми щодо підвищення продуктивності комбайна. Із залежностей (6.36) і (6.39) випливають такі можливі шляхи підвищення продуктивності комбайна.

Ширина захвату жатки. Нині розроблено жатки, які мають ширину захвату 8,6 м для комбайна «Дон-1500» (Росія); 9 м для комбайна 8570 (Канада); 9,1 м для комбайна TR-97 (США) тощо. Тобто існує технічна можливість збільшити продуктивність комбайна завдяки збільшенню ширини захвату його жатки. Фактично вона становить 5...6 м. Це пов'язано з низьким рівнем агротехніки: значна нерівномірність поверхні поля, недостатнє застосування неполеглих сортів зернових культур, засміченість хлібостою бур'янами тощо. Практикою доведено, що зі збільшенням засміченості хлібостою за масою на 10 % продуктивність комбайна знижується на 12 %.

Швидкість комбайна — також один із чинників підвищення продуктивності. Сучасні високопродуктивні комбайни оснащені гідрооб'ємним приводом ведучих коліс, які можуть забезпечити робочу швидкість 10 км/год і більше. Однак використанню великих швидкостей перешкоджають низький рівень агротехніки і кліматичні умови. Крім того, встановлено, що за швидкості комбайна понад 1,8 м/с збільшуються втрати зерна за жаткою і підбирачем, зменшується напрацювання комбайна на відмову, порушується режим роботи соломовідокремлювача і очисника, ускладнюється керування робочим процесом і підвищується втомлюваність комбайнера. Слід мати на увазі, що для комбайнів масою 8...9 т у діапазоні 3...8 км/год збільшення швидкості на 1 км/год додатково підвищує витрати потужності двигуна на 3,7...4,4 кВт.

Тривалість часу роботи комбайна протягом доби може значно підвищити його продуктивність. Тому конструктори приділяють належну увагу, зокрема, освітленню, комфортним кабінам, системам контролю технологічного процесу.

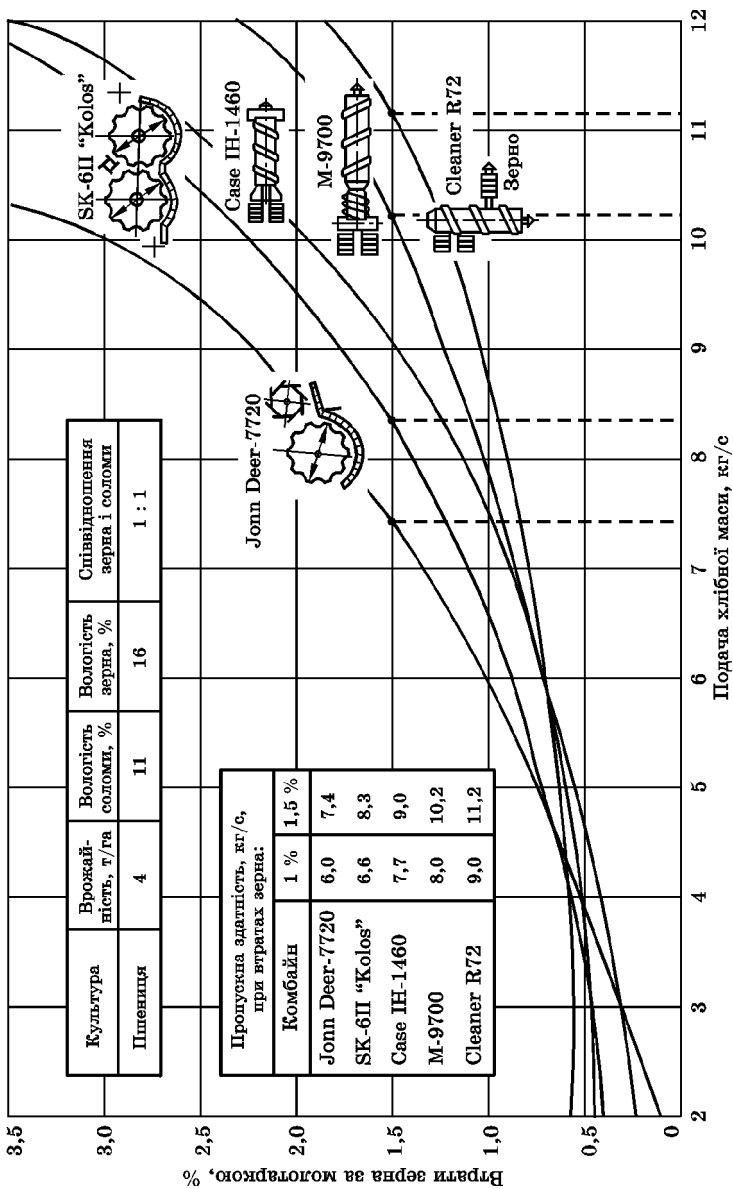


Рис. 6.20. Залежність втрат зерна за молотаркою від подачі хлібної маси для різних типів комбайнів

Коефіцієнт використання часу зміни — дуже важливий чинник підвищення продуктивності комбайна. Залежно від технічного рівня, стану комбайна і рівня організації комбайнового збирання $\tau = 0,6...0,8$, тобто він пов'язаний з експлуатаційними і організаційними простоями.

Рівень експлуатаційних простоїв свідчить про технологічну і технічну надійність комбайна. Ось чому цьому питанню приділяють належну увагу, особливо фірми дальнього зарубіжжя.

Організаційні простой, як правило, пов'язані зі способами збирання зернових культур, місткістю бункера, кваліфікацією комбайнера і майстрів-наладників тощо. Їх частка в загальних простоях комбайна значна.

Місткість бункера намагаються вибирати кратною вантажопідйомності транспортного засобу. В сучасних комбайнах вона становить 2...11 м³. При цьому значну увагу приділяють підвищенню продуктивності вивантажувальних пристроїв зерна із бункера.

Наявність подрібнювача на комбайні з розвантаженням НЗВ у причеплений візок знижує продуктивність комбайна на 25 %. В Україні 70...85 % площі збирають саме таким способом. В Англії 60 % площі збирають з подрібненням НЗВ, але вона розкидається по полю.

Наявність копнувача знижує продуктивність комбайна на 20 %. В Україні на 15...20 % площі застосовують копицеву технологію, тоді як у США на 90 % площі переважає валкова технологія збирання НЗВ з пресуванням у паки чи рулони, а в Німеччині — на 40 % площі.

Груповий спосіб збирання хлібів значно зменшує простой комбайнів унаслідок чекання транспортних засобів, а також скорочується час на усунення несправностей.

Кваліфікація комбайнера істотно впливає на сезонний виробіток комбайна. У комбайнерів зі стажем роботи вісім років і більше сезонний виробіток на комбайн удвічі більший, ніж у комбайнерів зі стажем роботи один чи два роки.

Одним із важливих шляхів підвищення продуктивності комбайна є підвищення пропускної здатності його молотарки (див. залежність (6.39)), тобто

$$\frac{360q}{Q} = Bv_m.$$

Підвищити пропускну здатність молотарки можна, зменшивши втрати за нею.

Проблеми щодо підвищення пропускної здатності молотарки. Допустимі втрати зерна за молотаркою за нормальних умов збирання не повинні перевищувати 1,5 %. Із них 0,8 частини при-

падає на соломовідокремлювач і 0,2 — на очисник. Експериментальні й теоретичні дослідження свідчать, що втрати зерна за молотаркою зменшуються, якщо підвищувати сепарувальну здатність підбарабання, соломотряса, очисника, а також збільшувати їхні геометричні розміри.

Основні шляхи підвищення пропускної здатності молотарок. Молотильний апарат і МСП:

- збільшення кроку планок підбарабання: на вході більший, а на виході менший (комбайн «Нива»);
- застосування двофазного обмолоту (комбайни «Колос», «Енисей»);
- установлення перед молотильним барабаном барабана-прискорювача (комбайни Мега фірми Клаас);
- застосування трибарабаних МСП (фірми Дойтц Фар, MDB);
- установлення в похилій камері жатної частини додаткового МСП;
- збільшення кута обхвату підбарабання з 105°, 127° до 140°, 151°;
- збільшення діаметра барабана з 450 до 550, 600, 700 і 800 мм;
- збільшення ширини підбарабання з 1200 до 1500, 1600, 1660 мм;
- забезпечення рівномірності завантаження МСП завдяки застосуванню автоматичного регулятора та клинових пасів на єдиній основі й пристроїв для автоматичного натягу пасів у варіаторах молотильного барабана тощо;
- застосування роторних МСП з аксіальною та тангенціальними подачами.

Соломотряс:

- установлення регульованих щитків над клавішним соломотрясом і додаткових ворушилок з метою інтенсифікації процесу сепарації грубого вороху (комбайн «Лан»);
- збільшення довжини клавіші соломотряса з 3620 («Нива») до 4860 мм (Е-516) та ширини соломотряса з 1200 («Нива») до 1660 мм (М 8820, США);
- застосування замість клавішного соломотряса аксіальних і тангенціальних роторів тощо.

Очисник:

- застосування потужніших осьових, діаметральних і турбінних вентиляторів;
- використання трирешітних очисників або двох трирешітних очисників (комбайн «Аркус»);
- збільшення площі решіт з 2,15 («Енисей 1200») до 6,5 м² (ТГ 46, США) тощо.

Таким чином, зменшення втрат зерна за молотаркою, а отже, збільшення пропускної здатності відбувається за рахунок конструк-

тивних змін робочих органів та збільшення їхніх геометричних розмірів. Причому останнє характерно для комбайнів класичної схеми.

Якщо пропускна здатність комбайнів класичної схеми в колишньому СРСР, і в Україні зокрема, за 40 років (1958 – 1998 рр.) зростає втричі (з 3 до 9 кг/с), то потужність двигуна збільшилась у 4,6 рази (з 46 до 220 кВт), а маса комбайна — у 2,4 рази (з 5650 до 14 000 кг).

Такі масивні машини не бажано застосовувати на полях. Ось чому не відкидаються пошуки альтернативних способів збирання зернових культур (обмолот на стаціонарі, обчісування суцвіть на корені) та розроблення нових технологічних схем комбайнів.

Типаж комбайнів. Відповідно до пропускної здатності комбайнів їх можна поділити на чотири класи: I клас — 3...4 кг/с, II — 5...6; III — 8...9 і IV — 10...12 кг/с.

Намолот зерна за номінальних умов збирання пшениці для кожного класу такий: I — 4,3...5,7 т/год; II — 7,2...8,6; III — 11,5...12,9; IV — 14,4...17,3 т/год.

Рекомендована врожайність зерна пшениці і ширина захвату жатки за швидкості комбайна $v_m = 1,8$ м/с і співвідношення зерна і соломки за масою 1 : 1,5 відповідно до класу комбайна: I клас — до 22 ц/га ($B = 4$ м); II — 26 ($B = 5$ м) і 22 ($B = 6$ м); III — 33 ($B = 6$ м) і 29 ($B = 7$ м) і IV клас — 44 ($B = 6$ м) і 38 ц/га ($B = 7$ м).

Розділ 7

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ЗГРІБАННЯ І ПРЕСУВАННЯ СІНА

7.1. Типи робочих органів і процес згрібання сіна

У технологічному процесі збирання трав на сіно загальним для всіх способів збирання є згрібання пров'яленої трави із прокосів у валки, що дає змогу механізувати наступні операції, а в південних районах країни — захистити скошену масу від довгострокової дії сонячних променів під час сушіння в полі.

Для ворушення трави в прокосах, згрібання у валки і обертання валків пров'яленої трави застосовують граблі, класифікацію яких подано на рис. 7.1. За характером утворення валка граблі поділяють на поперечні й бокові, при цьому поперечні граблі формують валки, розміщені впоперек напрямку руху агрегату, а бокові — вздовж.

За типом робочого органа граблі бувають зубові (поперечні), барабанні, колісно-пальцеві, конвеєрні і роторні. Колісно-пальцеві граблі обладнують втягнутими та підштовхувальними колесами.

За видом тяги розрізняють тракторні й кінні граблі, при цьому за способом агрегування тракторні граблі бувають причіпні, навісні і напівнавісні. Найрізноманітнішу конструкцію мають бокові граблі. Поперечні граблі виконують тільки одну операцію — згрібання трави, а бокові крім згрібання також ворушення, розпушування, обертання валків і розкидання їх у разі зволоження. Поперечні граблі

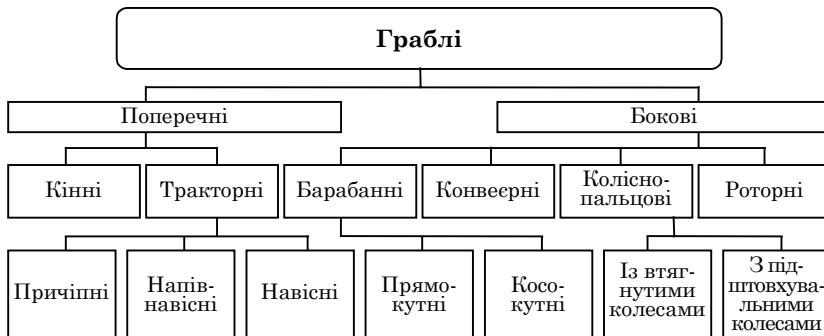


Рис. 7.1. Класифікація граблів

утворюють валок, перпендикулярний до напрямку руху машини. Боківі граблі утворюють валок уздовж руху машини, оскільки згрібають пров'ялену траву в бік від напрямку руху.

Основним робочим органом поперечних граблів є сталеві пружинні зуби 1, які утворюють короб і мають криволінійну форму та вигнуті за дугою кола радіусом ρ або логарифмічної спіралі і які за допомогою зуботримачів прикріплені до поперечного грабельного бруса 2 (рис. 7.2). Бруси з зубами шарнірно закріплено в кронштейнах 3 рами 4. Зуби утворюють порожнину, в якій під час згрібання трав формується валок. У верхній частині цієї порожнини розміщено гребінку, яку виконано у вигляді очисних прутків 8. Ці прутки у разі підняття зубів зіштовхують утворений валок сіна на землю. Висота зубів становить 700...725 мм, відстань між суміжними зубами — 70...80 мм.

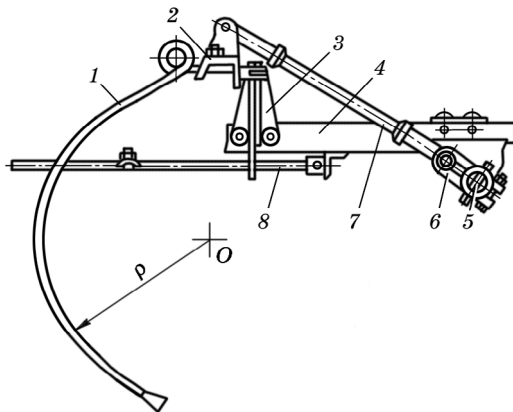


Рис. 7.2. Зубовий грабельний апарат поперечних граблів:

- 1 — зуб; 2 — брус; 3 — кронштейн; 4 — рама;
5 — вал підйому; 6 — кривошип; 7 — тяга підйому; 8 — очисний пруток

Під час роботи сіно, яке підбирається зубами, нагромаджується у вигнутій частині грабельного апарата. Коли цей простір заповнюється, вмикається механізм підйому, при цьому починає обертатися вал підйому 5, який через кривошип 6 і тягу підйому 7 повертає відносно центра обертання O грабельний брус із зубами. За половину обороту підйомного вала зуби піднімаються в транспортне положення, залишаючи зібране сіно у вигляді валка на полі.

При подальшому русі грабельний апарат опускається в робоче положення. Під час усіх наступних проходів механізм підйому вмикають так, щоб утворювані валки вкладалися навпроти попереднього валка. Для повного згрібання трави кінці зубів мають торкатися поверхні землі, а в транспортному положенні розміщуватися на одній лінії. Положення грабельного апарата встановлюють зміною довжини тяги підйому 7 накручуванням або розкручуванням її головки. При згрібанні сіна кінці зубів устанавлюють на відстані не більше ніж 1 см від поверхні поля.

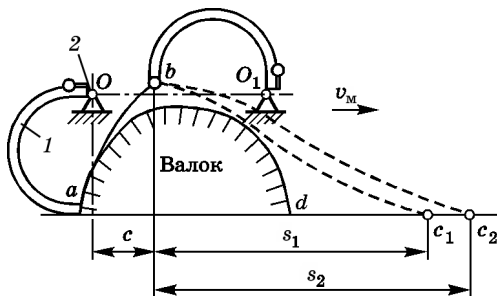


Рис. 7.3. Траєкторія руху зуба поперечних граблів при його піднятті й опусканні:

1 — зуб; 2 — грабельний брус

нійними, завширшки не більше ніж 1,3 м і рівномірної щільності за довжиною. Прямолінійність валка забезпечується, якщо при наступних заїздах зуби піднімаються на одній прямій лінії з попереднім. Ширина валка залежить від траєкторії підйому ab і опускання bc_1 або bc_2 зубів (рис. 7.3). Траєкторія ab — геометричне місце точок, отримане в результаті додавання складного руху: переносного зі швидкістю v_M і відносного навколо осі O . Якщо грабельний брус повертає механізм піднімання від коліс граблів, то траєкторія ab не залежить від швидкості руху v_M . Якщо механізм приводиться в рух від гідроциліндра, то залежить від швидкості v_M .

Опускаються зуби під дією сили тяжіння, при цьому грабельний апарат розглядається як фізичний маятник. Траєкторія bc_1 , bc_2 руху кінця зуба залежить від моменту інерції, положення центра тяжіння грабельного апарата, висоти піднімання і швидкості руху граблів. Зі збільшенням висоти піднімання і швидкості переміщення граблів зростає проекція ($s_2 > s_1$) траєкторії на горизонталь, а отже, і огріхи dc_1 і dc_2 .

Перевага поперечних граблів полягає у тому, що вони можуть

Під час згрібання валок тисне на зуби, тому грабельний брус, обертаючись, може піднятися. Щоб цього не сталося, граблі обладнують пристроєм, який утримує зуби в притиснутому до землі положенні доти, доки не сформується валок і не відбудеться його зіштовхування при вмиканні автомата підйому грабельного бруса.

Валки, сформовані граблями, мають бути прямолі-

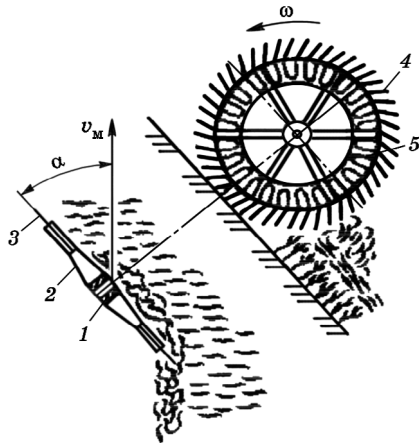


Рис. 7.4. Колісно-пальцевий робочий орган:

1 — втулка; 2 — спиця; 3 — палець;
4 — обід; 5 — кільце

формувати валок із свіжоскошених і пров'ялених трав масою від 1 до 4 кг на 1 м довжини валка незалежно від урожайності трав.

Основним вузлом бокових граблів є колісно-пальцьовий робочий орган, який має вигляд колеса, що складається із втулки 1 (рис. 7.4), спиць 2 і пружинних пальців 3, пропущених крізь отвір в ободі 4 і закріплених на кільці 5. Колеса встановлюють під кутом $\alpha = 45^\circ$ до напрямку руху і під час роботи спираються на поверхню ґрунту. Колеса вільно обертаються на осях з кутовою швидкістю ω , а пальці розміщуються в одній площині обертання і для полегшення зсування трави вони згинаються в бік, протилежний до напрямку обертання.

Граблі складаються з правої і лівої секцій, їх ширина захвату становить 6 м. У результаті руху агрегату і взаємодії пальців із ґрунтом колеса обертаються, а їхні пальці в нижньому положенні рухаються по траєкторіях, подібних до прямих ліній і паралельних осям обертання коліс. Сіно, яке збирається колесами, переміщується в тому самому напрямку.

Якість роботи граблів залежить від тиску колеса на ґрунт. При цьому недостатній тиск як при згрібанні, так і при обертанні приводить до розриву і розкидання валка, а надмірний — спричинює забруднення сіна землею, яка розпушується пальцями. Залежно від умов роботи потрібний тиск забезпечується регулюванням амортизаційних пружин. Безпосередньо на машині колісно-пальцьові робочі органи об'єднані в секції, які на згрібанні сіна встановлюють

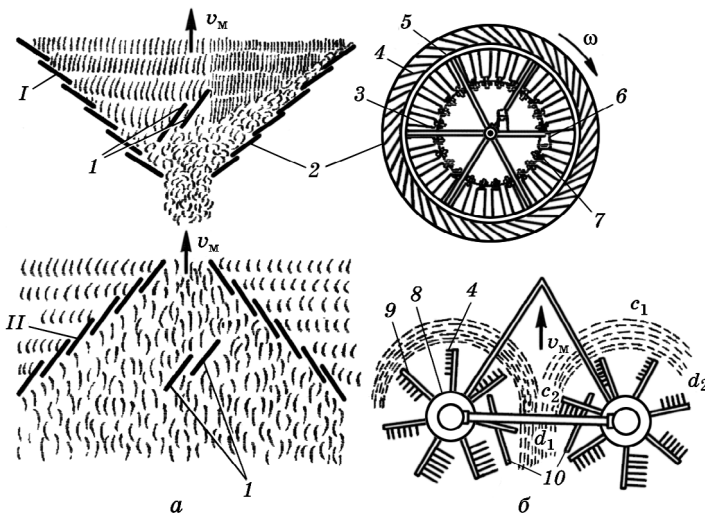


Рис. 7.5. Схеми граблів:

а — колісно-пальцьових; *б* — ротаційних; 1 і 2 — пальцьові колеса; 3 — пальці; 4 — петля; 5 — обід; 6 — спиця; 7 — кільце; 8 — ротор; 9 — грабліна; 10 — щитки; I і II — положення коліс під час згрібання і ворухіння

під кутом 45° до напрямку руху. При цьому, згрібаючи, колеса знаходяться всередині кута, утвореного секціями, і повернуті до трактора. На ворухінінній секції встановлюють кутом уперед, повернувши їх навколо шарнірів опорних труб на 90° , у цьому разі ліва і права секції можуть працювати незалежно одна від одної. Валки обертаються однією секцією машини.

Роторні граблі формують поздовжній валок, зсуваючи траву двома секціями вбік (рис. 7.5). Їхні робочі органи — ротори 8, які обертаються з кутовою швидкістю ω , містять кілька граблін з пальцями 3. Ротори приводяться в обертання валом відбору потужності трактора. Граблінні обертаються разом з роторами і повертаються копіювальним механізмом відносно своїх осей.

При згрібанні пальці опускаються і, захоплюючи траву (зони c_1c_2), зсовують її до центра. В зонах d_1d_2 граблінні піднімаються і пальці виходять із контакту з валком. Для зменшення розкидання рослин передбачено щитки 10.

7.2. Обґрунтування параметрів і режимів роботи поперечних граблів

Одним із основних умов зменшення втрат сіна, яке згрібається, є формування валка скручуванням шару сіна, а не звантаженням його попереду зубів. Форма зуба істотно впливає на формування валка.

Скручування сіна із прокосів у валок сприяє кращому збереженню листків, які мають найбільшу кормову цінність. Для скручування сіна потрібно забезпечити його піднімання по грабельному зубу на значну висоту або на великий критичний кут підйому $\alpha_{кр}$ (кут між дотичною до грабельного зуба в точці максимального піднімання часточки трави і грунтом); скручування сіна після його піднімання на кут $\alpha_{кр}$.

У процесі формування правильного валка вирішальним є початковий момент піднімання сіна по грабельних зубах до якомога більшого кута α . Цей момент залежить від геометрії зуба, і в подальшому на процес формування валка форма зуба істотно не впливає.

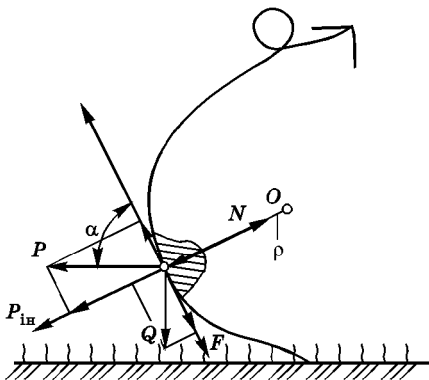


Рис. 7.6. Сили, які діють на часточку сіна під час згрібання

Розглянемо сили, які діють на сіно при згрібанні, і проаналізуємо вплив форми зуба на формування валка. На часточку сіна при згрібанні діють: Q — вага часточки, Н, при цьому $Q = mg$ (m — маса часточки, кг); P — сила опору сіна згрібанню, Н; $P_{\text{ін}}$ — сила інерції, яка притискує часточки сіна під час їх піднімання до зубів граблів, Н; N — нормальна реакція зуба, Н; F — сила тертя сіна по зубу, Н (рис. 7.6).

У першому наближенні візьмемо $P = \text{const}$. Закон зміни сили P потрібно встановити на основі експериментальних даних. Відповідно сили інерції та тертя становлять

$$P_{\text{ін}} = m\rho\omega^2 = mv^2/\rho,$$

де ρ — радіус кривини форми зуба граблів, м; ω — кутова швидкість обертання маси часточки, рад/с; v — колова швидкість маси часточки, м/с;

$$F = fN = f(Q \cos \alpha + P \sin \alpha + mv^2/\rho),$$

де f — коефіцієнт тертя сіна по зубу граблів; α — кут підйому маси часточки, град.

Якщо криву, яка описує форму зуба, задано рівнянням у полярних координатах $r = f(\varphi)$, то радіус кривини визначатиметься як

$$\rho = \left[f^2(\varphi) + f'^2(\varphi) \right]^{3/2} / \left[f^2(\varphi) + 2f'f''(\varphi) - f(\varphi)f''(\varphi) \right].$$

Диференціальне рівняння руху часточки сіна по поверхні зубів у натуральній системі координат має вигляд

$$mdv/dt = P \cos \alpha - Q \sin \alpha - F,$$

або

$$mdv/dt = P \cos \alpha - Q \sin \alpha - f(Q \cos \alpha + P \sin \alpha + mv^2/\rho).$$

Проте в процесі роботи кут α — змінний і дорівнює $\alpha = \varphi + \mu$ (рис. 7.7). На рисунку наведено такі позначення: φ — початковий кут підйому маси часточки, град; r — відстань від кінця зуба до початкової точки, м; μ — приріст кута підйому, град. Оскільки $\sin \mu = rd\varphi/ds$, а $\cos \mu = dr/ds$, матимемо

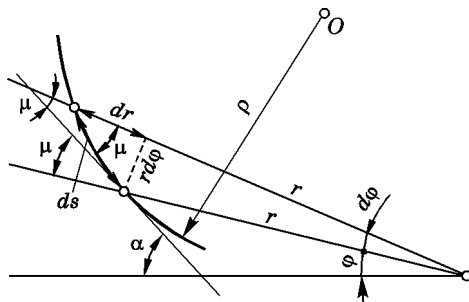


Рис. 7.7. Схема для визначення кута α

$$\begin{aligned}\sin \alpha &= \sin(\varphi + \mu) = \sin \varphi \cos \mu + \cos \varphi \sin \mu = dr/ds \sin \varphi + r d\varphi/ds \cos \varphi; \\ \cos \alpha &= \cos(\varphi + \mu) = \cos \varphi \cos \mu - \sin \varphi \sin \mu = dr/ds \cos \varphi - r d\varphi/ds \sin \varphi.\end{aligned}$$

Якщо знехтувати силою інерції, тобто взяти $mv^2/\rho = 0$, то

$$mdv/dt = (P - fQ)\cos \alpha - (Q + fP)\sin \alpha.$$

Введемо позначення: $A = P - fQ$ і $B = Q + fP$ і, враховуючи, що $ds/dt = v$, зведемо останнє рівняння до вигляду

$$m \frac{dv}{dt} ds = (A \cos \varphi - B \sin \varphi) dr - (A \sin \varphi + B \cos \varphi) r d\varphi,$$

або

$$mvdv = (A \cos \varphi - B \sin \varphi) dr - (A \sin \varphi + B \cos \varphi) r d\varphi.$$

Тоді

$$mv^2/2 = \int (A \cos \varphi - B \sin \varphi) dr - \int (A \sin \varphi + B \cos \varphi) r d\varphi. \quad (7.1)$$

Змінними величинами рівняння (7.1) є: v , φ , r . Розв'язавши рівняння (7.1) для кількох варіантів форми зуба граблів, порівнюють отримані швидкості піднімання часточки сіна по зубу і вибирають ту форму зуба, яка забезпечує найкраще виконання технологічного процесу — утворення якісного валка сіна.

Наприклад, форму зуба виконано за формою архімедової спіралі, тобто $r = a\varphi$. Тоді $dr = a d\varphi$ і

$$mv^2/2 = \int (A \cos \varphi - B \sin \varphi) a d\varphi - \int (A \sin \varphi + B \cos \varphi) a \varphi d\varphi.$$

Якщо форма зуба описується логарифмічною спіраллю, рівняння якої дорівнює $r = ae^{n\varphi}$, то $dr = ane^{n\varphi} d\varphi$.

Знаючи сили, які діють на сіно при згрібанні, можна знайти граничний кут підйому сіна по зубу граблів $\alpha_{кр}$ із умови, що нормальна реакція N з боку зуба на сіно дорівнює нулю. Тоді сіно почне падати вниз або закручуватися. Запишемо цю умову:

$$N = Q \cos \alpha_{кр} + P \sin \alpha_{кр} + mv^2/\rho = 0.$$

Виконавши відповідні перетворення та замінивши Q на mg , отримаємо

$$\cos \alpha_{кр} + mv^2/mg\rho = -(P/Q)(1 - \cos^2 \alpha_{кр})^{1/2}.$$

При цьому, ввівши позначення $A = v^2/g\rho$ і $B = P/Q$, визначимо

$$\cos \alpha_{кр} + A = -B(1 - \cos^2 \alpha_{кр})^{1/2},$$

або

$$\cos \alpha_{кр} = \left\{ -A \pm \left[A^2 - (A^2 - B^2)(1 + B^2) \right]^{1/2} / (1 + B^2) \right\}.$$

Робоча ділянка стандартного грабельного зуба є комбінацією нижньої прямолінійної ділянки завдовжки близько 100 мм і дуги кола. Кут нахилу прямолінійної ділянки до поверхні ґрунту вибирають із умови ковзання трави на цій ділянці (рис. 7.8).

Ця умова набере такого вигляду:

$$P \cos \alpha_0 > Q \sin \alpha_0 + F,$$

або

$$P \cos \alpha_0 > Q \sin \alpha_0 + \operatorname{tg} \varphi (Q \cos \alpha_0 + P \sin \alpha_0),$$

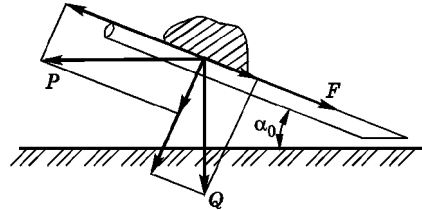


Рис. 7.8. Схема для визначення кута нахилу до горизонту прямолінійної ділянки зуба

де φ — кут тертя сіна по матеріалу ділянки, град.

Розділимо обидві частини нерівності на $P \cos \alpha_0$ і позначимо відношення Q / P через b . Після перетворення отримаємо

$$\operatorname{tg} \alpha_0 < (1 - b \operatorname{tg} \varphi) / (b + \operatorname{tg} \varphi),$$

де $\operatorname{tg} \varphi = 0,4 \dots 0,5$ — коефіцієнт тертя пухкої рослинної маси по сталі.

Якщо знехтувати вагою трави, тобто взяти $Q = 0$, то умова набере вигляду

$$\operatorname{tg} \alpha_0 < 1 / \operatorname{tg} \varphi.$$

За результатами досліджень І.А. Долгов установив, що критичні кути підйому шару сіна по спіральних зубах незначно відрізняються між собою. Порівняно зі стандартними спіральні зуби забезпечують інтенсивніший приріст кута підйому сіна в початковий момент, що зменшує час контакту шару зі стернею і втрати сіна при згрібанні, а також сприяє більшому завертанню сіна. Профілі валків цілинно-степового сіна (врожайність 23 ц/га), сформовані поперечними граблями з різною формою зуба, показали, що форма зуба, яку виконано за логарифмічною спіраллю $r = r_0 e^{m\varphi}$, забезпечує кращу форму валка: зменшує його ширину, збільшує висоту і з цієї причини вдвічі збільшує масу одного погонного метра валка. Рівняння логарифмічної спіралі для зуба має вигляд $r = 30,5e^{0,364\varphi}$.

На утворення валка правильної форми істотно впливає не тільки профіль зуба граблів, а й траєкторія кінця зуба при його підніманні та опусканні.

У поперечних граблях існуючих конструкцій грабельний брус піднімається за рахунок сили зчеплення коліс машини з ґрунтом або за допомогою гідравлічних засобів, а опускається — під дією ваги грабельного апарата.

Траекторію піднімання і опускання кінця зуба граблів показано штрихпунктирною лінією на рис. 7.9. Грабельний брус піднімається за половину обертання ходового колеса машини. Якщо граблі не рухаються, тобто стоять на місці, то траекторією піднімання кінця зуба буде коло. Знаючи розміри ланок механізму піднімання грабельного бруса, можна графічно знайти відповідне положення кінця зуба на колі для кожного кута повороту кривошипа. Якщо точки кінця зуба на колі змістити по горизонталі на величину переміщення машини за час, який відповідає повороту кривошипа, то отримаємо дійсну траекторію кінця зуба при підйомі.

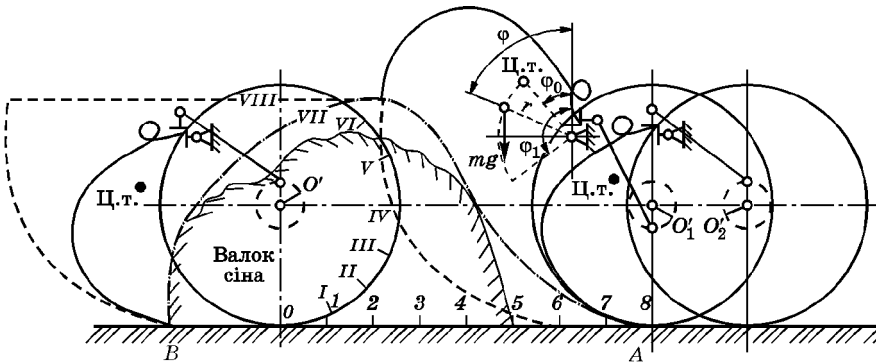


Рис. 7.9. Побудова траекторії піднімання і опускання кінця зуба поперечних граблів

Траекторію кінця зуба при опусканні отримаємо, розмірковуючи таким чином. Якщо граблі стоять на місці, тобто не рухаються, то траекторією кінця зуба при падінні є коло. Траекторією центра тяжіння грабельного бруса також є коло радіусом r , який у крайніх положеннях складає з вертикаллю кути ϕ_0 і ϕ_1 . Розділимо дугу кола центра тяжіння на однакові відрізки, які характеризуватимуться центральними кутами. Знайдемо проміжки часу $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$, які відповідають певним кутам повороту центра тяжіння при падінні. На стільки ж рівних частин розділимо кут повороту кінця зуба і відповідно знайдемо положення кінця зуба, коли граблі стоять на місці. Потім від отриманих точок кінця зуба по горизонталі відкладемо відрізки шляху, які проходить машина за знайдений час $v_M t_1, v_M t_2, v_M t_3, \dots, v_M t_n$. З'єднавши отримані точки штрихпунктирною лінією, отримаємо траекторію кінця зуба при падінні.

Щоб визначити час падіння центра тяжіння грабельного бруса, складемо диференціальне рівняння його руху (див. рис. 7.9):

$$Jd\varphi/dt = \Sigma M = mgr \cos(\pi/2 - \varphi),$$

де J — момент інерції бруса, кг·м²/с; M — момент сили, Н·м; r — радіус точки центра тяжіння, м; φ — кут повороту точки центра тяжіння, град; m — маса бруса, кг; ω — кутова швидкість повороту бруса, рад/с.

Оскільки $d\varphi = \omega dt$, звідки $dt = d\varphi/\omega$, отримаємо

$$J\omega d\omega = mgr \sin \varphi d\varphi.$$

Звідси

$$\int \omega d\omega = (mgr/J) \int \sin \varphi d\varphi.$$

Зінтегрувавши останній вираз, матимемо

$$\omega^2/2 = -(mgr/J) \cos \varphi + C. \quad (7.2)$$

Визначимо довільну сталу C із початкових умов: при $\omega = 0$ маємо $\varphi_0 = \varphi$. Тоді $C = (mgr/J \cos \varphi_0)$, а рівняння (7.2) набере вигляду

$$\omega^2/2 = (mgr/J)(\cos \varphi_0 - \cos \varphi).$$

Для того щоб знайти час падіння центра тяжіння грабельного бруса, у вираз $dt = d\varphi/\omega$ підставимо значення $\omega = [(2mgr/J)(\cos \varphi_0 - \cos \varphi)]^{1/2}$ і зінтегруємо отримане рівняння від φ_0 до φ . Отримаємо

$$\begin{aligned} t &= \int_{\varphi_0}^{\varphi} d\varphi / [(2mgr/J)(\cos \varphi_0 - \cos \varphi)]^{1/2} = \\ &= 1/(2mgr/J)^{1/2} \int_{\varphi_0}^{\varphi} d\varphi / (\cos \varphi_0 - \cos \varphi)^{1/2}. \end{aligned}$$

Цей інтеграл є еліптичним і вираховується за спеціальними таблицями або з використанням прикладних програм для ПК.

Траекторія кінця зуба при підніманні та опусканні грабельного бруса має бути такою, при якій сформований валок сіна не порушується і не розтягується. При опусканні кінця зуба його траекторія не повинна бути дуже пологою і витягнутою, що, як правило, відбувається зі збільшенням поступальної швидкості машини. У цьому разі частина сіна залишається в прокосах і не сформується у валок. З цієї причини поперечні граблі не пристосовані для роботи на підвищених швидкостях машини.

7.3. Обґрунтування параметрів і режимів роботи колісно-пальцевих граблів

Колісно-пальцеві граблі призначені для згрібання пров'яленої трави із прокосів у валки, перевертання трави в прокосах і обертання валків сіна. Розрізняють два типи граблів: із колесами, які штовхає енергетичний засіб; із колесами, які тягне енергетичний засіб. Граблі першого типу начіплюють спереду, а другого — ззаду енергетичного засобу, тобто трактора.

Граблі складаються з однакових за конструкцією правої і лівої секцій, які можуть виконувати технологічний процес незалежно одна від одної. Ширина захвату двох секцій при згрібанні сіна становить 6 м, а при перевертанні внаслідок перестановки секцій збільшується до 7 м. Праву секцію граблів другого типу показано на рис. 7.10. Секція складається з рами 1, опорної труби — штанги 2, опорних пневматичних коліс 3, робочих пальців коліс 4, кількість яких дорівнює шести, кожне з яких посаджено на підпружинену вісь 5, механізму піднімання колеса з трубою та рукояткою 6, рами зчіпки 7 з двома центральними робочими колесами. Пневматичні колеса розміщені ступінчасто під кутом до напрямку руху граблів. Кожне колесо має вигнуту вісь, яка шарнірно з'єднана зі штангою. Між віссю та штангою встановлено пружини, які зменшують тиск пальців на землю і, отже, спрацювання пальців і тягове зусилля.

Пальцеве колесо (рис. 7.11) складається з каркаса 1, роликів 2 і пружинних пальців 3, які відігнуті назад для того, щоб із них краще сходило сіно.

Під час руху агрегату пальцеві колеса, які торкаються землі, обертаються і завдяки своєму розміщенню під кутом $45...50^\circ$

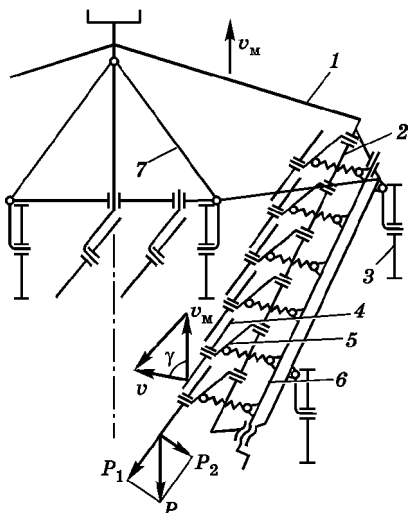


Рис. 7.10. Схема правої секції колісно-пальцевих граблів

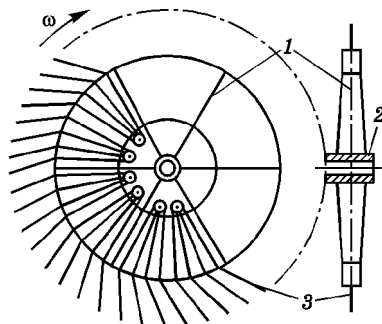


Рис. 7.11. Пальцеве колесо

до напрямку руху переміщують сіно вбік.

Опір сіна згрібанню, який діє на колесо, тобто силу P , показано на рис. 7.10. Розклавши силу P на дві складові P_1 і P_2 , визначимо, що сила P_1 діє в площині колеса і створює крутний момент, який обертає колесо, а сила P_2 діє перпендикулярно до площини колеса і сприймається його втулкою та віссю.

Із трикутника швидкостей випливає, що сіно переміщується до валка коротшим шляхом порівняно з боковими граблями, оскільки абсолютна швидкість v кінця зуба відхилена від напрямку руху на більший кут γ . Унаслідок цього зменшуються втрати найпоживніших складових частин трави. За даними однієї з дослідних станцій США, втрати листків люцерни при згрібанні барабанными боковими граблями становили 24...27%, а колісно-пальцевими — 13,7%.

Колісно-пальцеві граблі мають також інші переваги: в результаті незалежної підвіски кожного колеса пальці копіюють поверхню поля,

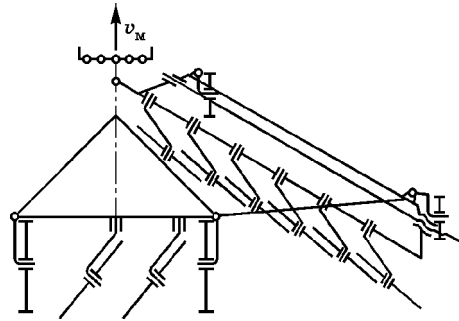


Рис. 7.12. Розміщення коліс під час ворущіння трави

забезпечуючи якісну чистоту згрібання; утворюють більш однорідний за розмірами валок; можуть працювати під час вітру; використовуються для ворущіння трави в прокосах (рис. 7.12); можуть працювати на швидкостях до 20 км/год. Проте вони недостатньо ворущають високоврожайні трави.

Основними параметрами колісно-пальцевих граблів є траєкторія кінця пальця, абсолютна швидкість, відстань між осями і площинами коліс, кількість коліс. Щоб визначити параметри, введемо такі позначення (рис. 7.13): R — радіус

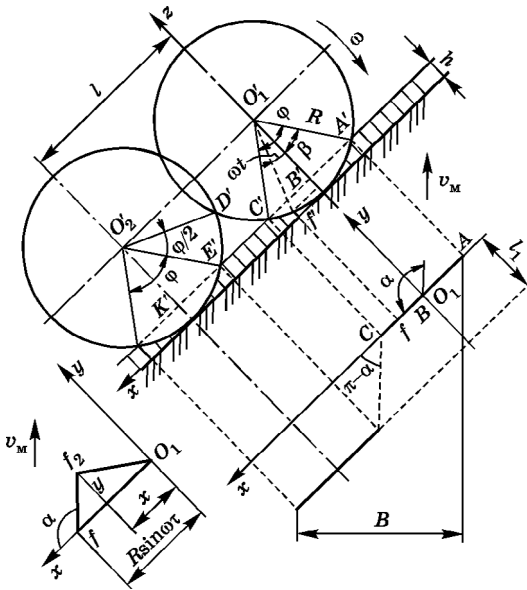


Рис. 7.13. Схема для визначення основних параметрів колісно-пальцевих граблів

обертання кінця пальця, м; ω — кутова швидкість обертання колеса, рад/с; v_M — поступальна швидкість машини, м/с; α — кут між напрямком переносної швидкості машини v_M і площиною обертання колеса, рад; β — кут між пальцями, рад; h — висота стерні, м; B — ширина захвату граблів, м; n — кількість пальцевих коліс на граблях, шт.; t_0 — час повороту колеса на кут $\beta = \varphi/2$, с; $v_M t$ — шлях, який проходить машина за час t повороту колеса, м.

У процесі згрібання трави пальці колісно-пальцевих граблів виконують складний рух — вони переміщуються за напрямком переносної швидкості та обертаються навколо осей коліс.

За початок відліку беремо положення радіуса колеса $O_1 B'$. Рівняння руху кінця пальця в параметричній формі має такий вигляд:

$$\begin{aligned}x &= R \sin \omega t - v_M t \cos(\pi - \alpha) = R \sin \omega t + v_M t \cos \alpha; \\y &= v_M t \sin \alpha; \quad z = R - R \cos \omega t = R(1 - \cos \omega t).\end{aligned}$$

Проекції абсолютної швидкості кінця пальця на осі координат становлять:

$$\begin{aligned}v_x &= dx/dt = R\omega \cos \omega t + v_M \cos \alpha; \\v_y &= dy/dt = v_M \sin \alpha; \quad v_z = dz/dt = R\omega \sin \omega t.\end{aligned}$$

Абсолютна швидкість кінця пальця

$$\begin{aligned}v &= (v_x^2 + v_y^2 + v_z^2)^{1/2} = (R^2 \omega^2 \cos^2 \omega t + 2R\omega v_M \cos \omega t \cos \alpha + v_M^2 \cos^2 \alpha + \\&+ v_M^2 \sin^2 \alpha + R^2 \omega^2 \sin^2 \omega t)^{1/2} = (R^2 \omega^2 + 2R\omega v_M \cos \omega t \cos \alpha + v_M^2)^{1/2}.\end{aligned}$$

Висота гребеня, яку визначаємо як $h_{\text{гр}} = R - R \cos \beta = R(1 - \cos \varphi/2)$, не повинна перевищувати висоту стерні h , яка становить 40...60 мм.

Радіус коліс по кінцях пальців $R = 600...700$ мм. Відстань між осями коліс L визначають із умови, що точка виходу C' пальця першого колеса має бути точкою входу пальця D' другого колеса. Тоді

$$L = B'C' + C'E' + E'K'.$$

Оскільки $B'C' = E'K' = R \sin(\varphi/2)$, а $C'E' = D'E' = R(\varphi/2)$, отримаємо $L = R(\varphi/2) + 2R \sin(\varphi/2)$.

Відстань між площинами коліс становитиме

$$L_1 = C'E' \operatorname{tg}(\pi - \alpha) = -[R(\varphi/2)] \operatorname{tg} \alpha.$$

Під час розрахунку беремо абсолютне значення відстані між площинами коліс L_1 , тобто без знака «мінус».

Кількість пальцевих коліс визначимо залежно від ширини захвату машини: $B = nAC \sin(\pi - \alpha) = n2R \sin(\varphi/2) \sin \alpha$, звідки

$$n = B / [2R(\varphi/2) \sin \alpha].$$

Для існуючих конструкцій машин $\varphi = m\beta$, де m — будь-яке парне число; $\beta = 7 \dots 9^\circ$.

7.4. Обґрунтування параметрів і режимів роботи пресів

Залежно від природно-кліматичних і господарських зон застосовують різні способи заготівлі кормів. Вибираючи їх, ураховують умови збирання, урожайність культури, розміри площ, які потрібно зібрати, вид і поголів'я тварин та інші специфічні чинники.

Спосіб заготівлі пресованого сіна прогресивніший порівняно з іншими способами. Траву після скошування, підсушування в прокосах і згрібання підбирають з одночасним пресуванням. Кипи (тюки) сіна транспортують до місця зберігання і вкладають у штабеля.

Переваги заготівлі сіна підбиранням його із валків з одночасним пресуванням в кипи такі: підвищується якість сіна; зменшуються втрати в процесі заготівлі і зберігання; скорочуються витрати на транспортування і зберігання сіна; полегшується процес дозування сіна при його роздачі тваринам; скорочується тривалість сушіння, оскільки для пресування можна підбирати сіно вологістю до 25 %. Крім того, комплекс машин, до якого входить прес-підбирач, знижує витрати праці в 2,5 – 4,0 рази порівняно з іншими машинами.

Низька щільність пресування сіна і соломи рекомендується для північних, північно-західних районів лісолугової зони і для поливних ділянок степової зони і допускається при пресуванні маси вологістю до 40 %. Спресовану масу в подальшому досушують у спеціальних установках. Середня щільність пресування сіна і соломи придатна для центральних районів лісолугової зони, допустима вологість при пресуванні 25 %. Висока щільність пресування може бути за вологості маси не більше ніж 22 % у степових зонах.

Прес-підбирачі застосовують для підбирання сіна (соломи) із валків, пресування підбраного матеріалу в пресувальній камері і зв'язування утворених тюків.

Ці машини можуть формувати тюки двох видів — прямокутних і циліндричних. Прямокутні тюки утворюються при дії на сіно поршня, а циліндричні — закрученням маси в рулони.

У свою чергу, за формою утворення кип прес-підбирачі поділяють на поршневі та рулонні; за характером руху поршня — на преси з прямолінійним зворотно-поступальним рухом поршня та зі зворот-

но-коливальним рухом поршня по дузі кола; за напрямком подачі пресувального матеріалу в пресувальну камеру — на преси з боковою, верхньою та фронтальною подачами; залежно від ступеня ущільнення маси матеріалу — з низькою (до 100 кг/м^3), середньою ($100 \dots 200 \text{ кг/м}^3$) та високою (до 300 кг/м^3) щільністю пресування.

Крім того, за характером агрегування прес-підбирачі бувають стаціонарні, причіпні, напівнавісні, навісні і самохідні. Робочі органи можуть приводитися в рух від вала відбору потужності трактора або стаціонарного енергетичного засобу.

Поршневі преси пресують тюки прямокутного перерізу різної довжини ($0,5 \dots 2,5 \text{ м}$). Поршень 4 (рис. 7.14, а), який здійснює зворотно-поступальний рух, стискає масу в пресувальній камері *E*, утвореній корпусом 2, торцем поршня і попередньо спресованою масою 1 рослин.

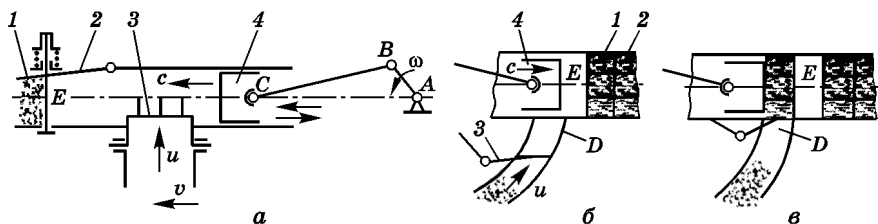


Рис. 7.14. Схема поршневих пресів з подачею:

а — боковою; б, в — нижньою; 1 — пресована маса; 2 — корпус;
3 — набивач; 4 — поршень

Залежно від напрямку маси в пресувальну камеру розрізняють преси з боковою, нижньою або верхньою подачею. При боковій подачі конструкція преса ускладнюється, потік маси тричі (ліній швидкостей $v - u - c$) змінює напрямок. Найбільше використовують преси з боковою подачею, які підбирають сіно або солому з валків завширшки до $1,4 \text{ м}$ і формують прямокутні тюки розміром $0,36 \times 0,5 \times 1,0 \text{ м}$ (об'єм $0,17 \dots 0,19 \text{ м}^3$), щільність пресування до 150 кг/м^3 , маса тюка — $27 \dots 30 \text{ кг}$. У пресах з нижньою подачею масу попередньо порційно пресують, стискаючи набивачем 3 у камері, яку утворено стінками каналу *D* і нижньою стінкою поршня 4, або упорами, встановленими в камері. Сформовані три порції надходять у зону дії поршня, де вони остаточно ущільнюються в камері пресування *E* до заданої щільності. Такі преси компактніші порівняно з пресами з боковою подачею, потік маси в них змінюється в напрямку швидкостей u і c .

Преси з подвійним ущільненням застосовують для формування тюків великої маси — до 600 кг і розмірами $0,7 \times 1,2 \text{ м}$ ($1,0 \dots 2,4 \text{ м}^3$).

Рулонні преси, основними робочими органами яких є конвеєр, барабан і пресувальні паси, бувають з постійною і змінними каме-

рами пресування і закручують сіно або солому в циліндричні рулони діаметром до 1,5 м і заввишки до 1,4 м.

Преси з постійною камерою пресування виконують конвеєрними і роликівими, тобто рулони в них формують пресувальні конвеєри чи ролики або ланцюг з роликами. При цьому стрічки конвеєрів рухаються в одному напрямку, а ролики обертаються в один бік відносно своїх осей.

7.4.1. Типи робочих органів пресів

Основним механізмом будь-якого прес-підбирача є живильні робочі органи і пресувальна частина. Живильні робочі органи більшості прес-підбирачів складаються з підбирача валків барабанного типу з пружинними пальцями і механізму подачі сіна до пресувальної камери. Живильні робочі органи підбирають сіно (солому) із валків, піднімають його на потрібну висоту, спрямовують до завантажувального отвору приймальної камери пакувальників, які переходять до пресувальної камери в момент холостого ходу поршня. Пресувальна частина складається з кривошипно-шатунного механізму, поршня, безпосередньо пресувальної камери і в'язального апарата.

Завдяки простоті конструкції, високій продуктивності й значній щільності пресування в технологічному процесі заготівлі кормів найбільше застосовують робочі органи з прямолінійним рухом поршня.

Основні типи робочих органів розглянемо на прикладі прес-підбирача ПС-1,6 (рис. 7.15). Прес-підбирач з боковою подачею складається з таких основних вузлів: сніці 1; карданної передачі 2; маховика 3, який має запобіжну муфту і зв'язаний зривною шпилькою з ведучим валом коробки передач; кривошипно-шатунного механізму 4; поршня 5; підбирача з пружинними пальцями 9; переднього пакувальника 7; заднього пакувальника 8; двох в'язальних апаратів з двома голками 6.

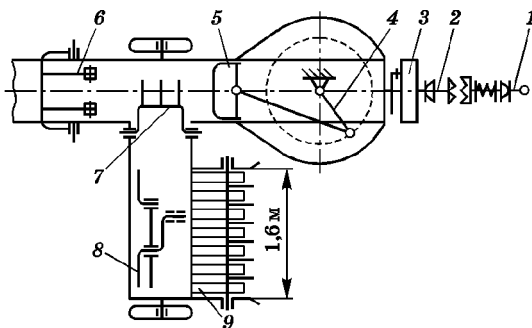


Рис. 7.15. Схема прес-підбирача з боковою подачею сіна

Підбиральна частина прес-підбирача шарнірно кріпиться до осі ходових коліс і розміщується з правого боку машини та має вигляд

барабана, що складається з п'яти штанг, на яких закріплено пружинні пальці. Пресувальна камера — основна частина преса, всередині якої формується тюк, яка є рамою машини та на якій монтуються основні вузли прес-підбирача. Поперечний переріз камери поступово звужується до виходу за рахунок похилого розміщення верхньої частини. Бокові стінки паралельні одна одній. Усередині пресувальної камери змонтовано поршень з опорними роликами, який здійснює зворотно-поступальний рух. За кожний робочий хід поршень пресує порцію, яку подано пакувальниками сіна (соломи), і проштовхує її в стисненому вигляді далі в камеру.

Зверху середньої частини пресувальної камери встановлено змінні в'язальні апарати, призначені для дротяного і шпагатного в'язання тюків. В'язальний дріт повинен мати діаметр 1,8...2,0 мм, а шпагат — 2,5...3,0 мм. Шпагат має витримувати зусилля на розрив не менше ніж 680...740 Н. Останнім часом замість шпагату використовують синтетичні матеріали. Два типи в'язальних апаратів мають однакові механізми — механізм подачі в'язального матеріалу, вузлов'язальний пристрій, ніж для обрізування матеріалу, затискувачі й механізм для вмикання апарата. Вони складаються з таких основних робочих органів: вимірювального колеса, муфти вмикання, голок, гака-вузлов'язача, затискувального пристрою для дроту.

Під час руху агрегату вздовж валка пружинні пальці підбирача підхоплюють сіно і подають його до пресувальної камери, в якій за час робочого ходу поршня порція сіна стискується і тиск на поршні поступово збільшується. Коли сила тиску перевищить силу опору просування порції сіна в камері, відбувається її проштовхування на величину спресованої наступної порції: із камери виходить уся маса сіна, яка є в ній, у тому числі зв'язані тюки. За цей час ніж поршня обрізує залишки хвостової частини тюка і відокремлює таким чином порції сіна одну від одної.

Спресовану порцію поршень подає на зуби пароутворювачів, які, формуючи в тюку пази для укладання в них в'язального дроту, утримують сіно у спресованому вигляді під час холостого ходу поршня. Спресоване сіно, рухаючись, повертає мірильне колесо, яке при кожному повному оберті вмикає в'язальний апарат. Зв'язані в два обхвати тюки із пресувальної камери проштовхуються до виходу

і надходять на вивантажувальний лотік.

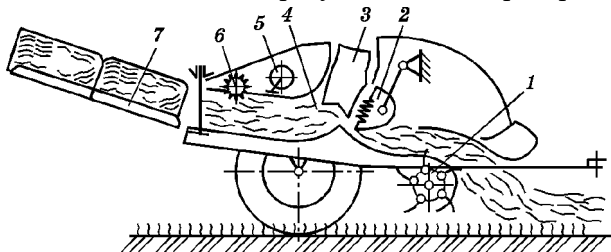


Рис. 7.16. Схема прес-підбирача з криволінійною камерою

У рулонних прес-підбирачах пресувальна камера є криволінійною (рис. 7.16) Основні вузли прес-підбирача: підбирач 1, пакувальник 2, поршень 3, пресувальна камера 4, в'язальний апарат 5, мірильне колесо 6, лотік 7. Рулонні преси згортають сіно в циліндричні тюки і зв'язують шпагатом. Сіно в рулонах краще зберігає кормові властивості (поживні речовини).

Розглянемо принцип формування рулону (рис. 7.17). Пресувальна частина складається з системи верхніх 1 та нижніх 2 пасів. Щоб полегшити початок утворення рулону, нижні паси в початковому положенні провисають (штриховими лініями показано положення роликів A і B, C і D у момент початку формування рулону).

Підбирач преса підбирає сіно і транспортує його до двох пасів так, що вхідна стрічкоподібна форма сіна починає закручуватися під встановленим тиском. У процесі приросту рулону ролик B і C автоматично переміщуються назад, переборюючи натяг пружин, з якими вони пов'язанні. Коли тюк досягає встановленого діаметра (35...40 см), конвеєр автоматично зупиняється і подача сіна між пасами припиняється. Проте рулон продовжує обертатися і спірально обмотується шпагатом, при цьому вузол не зав'язується, оскільки зчеплення між сіном і шпагатом запобігає розвертанню. Після обмотування ролик B і C розкриваються, щоб викинути рулон. Щільність рулону становить до 200 кг/м³, маса — у середньому 25 кг.

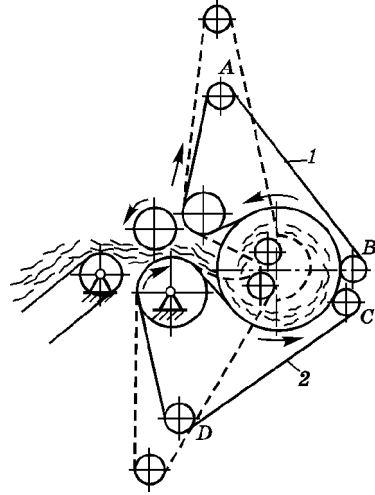


Рис. 7.17. Пресувальна частина рулонного сінного преса

7.4.2. Обґрунтування параметрів пресувальної камери

Тюки сіна (соломи) формуються і ущільнюються в пресувальній камері. Безперервності пресування досягають завдяки застосуванню відкритих камер, до яких матеріал подається через завантажувальне вікно з одного кінця камери, а спресовані тюки виходять з протилежного. Маса ущільнюється і просувається під час робочих ходів поршня. Щільність пресування залежить від зусилля, яке потрібно прикласти для просування спресованої маси в камері.

На початку кожного робочого ходу, коли поршень рухається до завантажувального вікна (шлях S_1), тиску на його лобовій поверхні

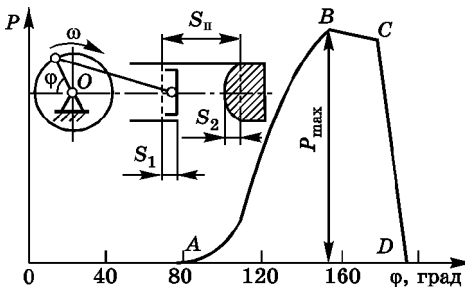


Рис. 7.18. Зміна тиску на поршні преса залежно від кута повороту кривошипа

$P = f(\varphi)$ немає (рис. 7.18). При подальшому русі поршень стискує подану порцію сіна і на його поверхні виникає тиск, який у міру просування поршня збільшується (крива лінія AB). Крива AB характеризує збільшення тиску на поршні під час стиснення сіна. Як тільки тиск досягне значення, що дорівнює силі тертя, яка утримує раніше спресовану в камері масу матеріалу, починається рух усього

матеріалу до виходу (лінія BC). Крива BC характеризує тиск на поршні, коли стиснення порції сіна закінчилося і порція проштовхується у відкриту камеру на певний шлях. Початку руху (точка B) відповідає максимальне значення тиску поршня P_{\max} . Рух спресованої маси закінчується в кінці робочого ходу поршня S_{π} (точка C), тобто при досягненні поршнем переднього крайнього положення. Потім починається зворотний хід. Крива CD характеризує тиск на поршні при зворотному ході.

Під час зворотного ходу поршня спресований матеріал розширюється, тому тиск на поршень знижується не миттєво, а поступово на певному шляху S_2 холостого ходу. Щоб обмежити зворотний рух спресованої маси, в камері встановлюють гальмівні упори або затискачі. В сучасних пресах $S_2 = 40 \dots 60$ мм.

Щільність пресування залежить від довжини і ступеня звуження пресувальної камери. Преси мають різну довжину камери — від 1460 до 3550 мм. Звуження пресувальної камери можна досягти нахилом однієї стінки, яка кріпиться шарнірно або нахилом за рахунок пружних деформацій двох стінок камери, які мають жорстке кріплення.

Зусилля пресування. Параметри камери і окремих її елементів вибирають із умов отримання тюків певних розмірів, забезпечення заданої продуктивності преса і отримання тюків потрібної щільності за мінімальних енерговитрат.

Закономірності стиснення сіна і соломи встановлені експериментально. При цьому І.І. Вольф запропонував параболічну залежність між тиском на поршні P , Па, і його переміщенням S , см, у такому вигляді:

$$P = AS^n,$$

де A і n — емпіричні коефіцієнти.

Аналогічну залежність між тиском на поршні і щільністю спресованої соломи ρ , кг/м³, запропонував Скавельвейтон:

$$P = c\rho^m,$$

де c і m — емпіричні коефіцієнти.

На основі вивчення закону стиснення шару необмолочених стеблин пшениці вузькою планкою М.А. Пустигін запропонував експоненціальну залежність між тиском на поршні P , Па, і переміщенням L , см, планки:

$$P = 0,001e^{9,21/H},$$

де H — початкова висота стискального сіна, см.

Для вищих тисків (понад 98 кПа) М.А. Пустигін також запропонував залежність

$$P = Ae^{BL/H-L},$$

де $A = 34$ кПа і $B = 0,375$ (для люцернового сіна).

Залежність тиску, який потрібний для стиснення матеріалу до високої щільності $\rho = 1000 \dots 1200$ кг/м³, яку отримують при брикетуванні сіна, запропонували Дж.Л. Баталер і Х.Ф. Мак-Коллі:

$$\rho = k_1 \lg(P/k_2),$$

де k_1 і k_2 — емпіричні коефіцієнти.

Для отримання залежності тиску P від щільності матеріалу ρ В.І. Особов виходив із того, що відношення приросту тиску dP до приросту щільності $d\rho$ прямо пропорційне прикладеному тиску P :

$$dP/d\rho = f(P).$$

Накопичений досвід дає основу вважати, що $f(P)$ є лінійною залежністю (функцією), тому $dP/d\rho = f(P) = aP + b$.

Зінтегруємо цю залежність у межах зміни тиску на поршні від 0 до P і від початкової щільності ρ_0 до кінцевої ρ :

$$\int_0^P \frac{dP}{aP+b} = \int_{\rho_0}^{\rho} d\rho, \quad \text{або} \quad \frac{1}{a} \int_0^P \frac{d(aP+b)}{aP+b} = \int_{\rho_0}^{\rho} d\rho.$$

Після перетворень отримаємо остаточну формулу залежності тиску на поршні від щільності пресування:

$$P = c \left[e^{a(\rho - \rho_0)} - 1 \right], \quad (7.3)$$

де $c = b/a$.

Вільно насипане сіно має щільність $\rho = 40 \dots 50$ кг/м³. Емпіричні коефіцієнти c і a залежать від фізико-механічних властивостей сіна і характеризують опір, який сіно чинить стисненню. За даними В.І. Обломова, залежно від вологості і складу сіна $a = (3,75 \dots 5,50) \cdot 10^{-3}$ м³/кг, $c = 3,82 \dots 6,0$ кг с/см².

Залежність (7.3) можна перетворити і виразити через переміщення поршня. Для цього початкову довжину шару до стиснення позначимо через $L_{\text{п}}$, площу поперечного перерізу камери — $S_{\text{п.к}}$, деформацію шару матеріалу при його стисненні — $H_{\text{ш}}$.

Початковий об'єм сіна до стиснення дорівнює $S_{\text{п.к}}L_{\text{п}}$, маса сіна

$$Q = \rho_0 S_{\text{п.к}} L_{\text{п}}. \quad (7.4)$$

Після стиснення об'єм сіна дорівнює $S_{\text{п.к}}(L_{\text{п}} - H_{\text{ш}})$, а маса сіна становитиме

$$Q = \rho_0 S_{\text{п.к}} (L_{\text{п}} - H_{\text{ш}}). \quad (7.5)$$

Прирівнявши праві частини виразів (7.4) і (7.5), отримаємо

$$\rho = \rho_0 L_{\text{п}} (L_{\text{п}} - H_{\text{ш}}).$$

Підставивши останнє рівняння у формулу (7.3) для визначення тиску пресування, дістанемо

$$P = c \left[e^{a \left(\rho_0 \frac{L_{\text{п}}}{L_{\text{п}} - H_{\text{ш}}} - \rho_0 \right)} - 1 \right],$$

або після перетворення

$$P = c \left[e^{\frac{a \rho_0 H_{\text{ш}}}{L_{\text{п}} - H_{\text{ш}}}} - 1 \right].$$

На основі експериментів І.А. Долгов запропонував залежність c і a від початкової щільності стискального матеріалу ρ_0 у такому вигляді:

$$\begin{aligned} c &= 1/(A + B\rho_0 + C\rho_0^2); \\ a &= D + E\rho_0 + K\rho_0^2 + M\rho_0^3, \end{aligned}$$

де A, B, C, D, E, K, M — дослідні коефіцієнти, які залежать від матеріалу пресування.

Розподілення тиску вздовж камери. При ущільненні сіна в пресувальній камері матеріал стискується в напрямку руху поршня і прагне розширитися в перпендикулярному напрямку. Стінки камери перешкоджають розширенню, внаслідок чого виникає боковий тиск η . Припустимо, що боковий тиск лінійно залежить від осового тиску P на всьому інтервалі його зміни:

$$\eta = \mu P, \tag{7.6}$$

де μ — коефіцієнт бокового тиску при навантаженні.

Якщо осовий тиск збільшити до певного значення P і потім зменшити його до нуля, то боковий тиск не впаде до нуля, а збереже певне залишкове значення η_0 . Залежність бокового тиску від осового при розвантаженні має вигляд

$$\eta = \eta_0 + \mu_1 P, \tag{7.7}$$

де μ_1 — коефіцієнт бокового тиску при розвантаженні.

У момент зупинення поршня ліві і праві частини залежностей (7.6) і (7.7) однакові:

$$\mu P = \eta_0 + \mu_1,$$

звідки

$$\mu = \mu_1 + \eta_0/P.$$

На відстані x від поршня виділимо елементарний шар матеріалу завтовшки dx (рис. 7.19). Зліва на нього діє тиск P_x , справа — $P_x + dP_x$, а по периметру — тиск η_x . Проекція сил на горизонтальну вісь

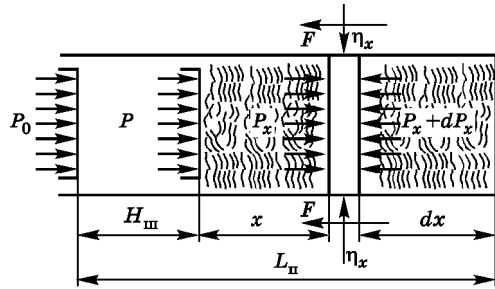


Рис. 7.19. Сили, які діють при ущільненні сіна в пресувальній камері

$$P_x S_{\text{п.к}} - (P_x + dP_x) S_{\text{п.к}} - f \eta_x u dx = 0,$$

де f — коефіцієнт тертя сіна по стінках камери; u — периметр поперечного перерізу камери.

Останній вираз можна подати у вигляді

$$dP_x / \eta_x = - f u dx / S_{\text{п.к}},$$

або

$$dP_x / (\eta_0 + \mu_1 P_x) = - f u dx / S_{\text{п.к}}.$$

Зінтегрувавши останній вираз у межах від P до P_x і від 0 до x , отримаємо

$$(1/\mu_1)\ln[(\eta_0 + \mu_1 P_x)/(\eta_0 + \mu_1 P)] = fux/S_{\text{п.к.}}$$

Розв'язавши отримане рівняння відносно P_x , знайдемо

$$P_x = (P + \eta_0/\mu_1)\exp(-\mu_1 fux/S_{\text{п.к.}}) - \eta_0/\mu_1. \quad (7.8)$$

Використавши рівняння (7.8), отримаємо закономірність розподілу бокових тисків на відстані x від поршня:

$$\eta_x = (\mu_1 P + \eta_0)\exp(-\mu_1 fux/S_{\text{п.к.}}).$$

Отримані залежності дають змогу визначити силу f тертя сіна по стінках камери, яку визначають як різницю зусиль P поршня і P_1 упору:

$$f = S_{\text{п.к.}}(P - P_1).$$

Тиск P_1 отримаємо, якщо у формулу (7.8) замість x підставимо величину $L_{\text{п}} - H_{\text{ш}}$, яка дорівнює відстані між поршнем і упором:

$$P_1 = S_{\text{п.к.}}(P + \eta_0/\mu_1)\{1 - \exp[-\mu_1 fu/S_{\text{п.к.}}(L_{\text{п}} - H_{\text{ш}})]\}.$$

Отже, сила тертя залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу (μ_1) і відношення периметра до поперечного перерізу камери. Зі зменшенням цього відношення зменшується також сила тертя, і навпаки.

При ущільненні сіна у відкритій камері протидія створюється за рахунок спресованого матеріалу об її стінки. Ущільнення сіна починається, коли поршень проштовхує матеріал, який надійшов, через завантажувальне вікно. Тиск поршня зростає в міру стиснення і досягає певного максимального значення P_B у точці B (див. рис. 7.18). Зусилля поршня починає дорівнювати опору проходження матеріалу в камері: починається проштовхування спресованого матеріалу.

Якщо довжину матеріалу і відповідно шлях його проштовхування після ущільнення позначимо через h , а довжину відкритої камери — через L_1 , то, використовуючи рівняння (7.8), визначимо протидію з боку напрямних відкритої камери, підставивши замість x значення $L_1 + h$:

$$P_B = (P + \eta_0/\mu_1)\{\exp[-\mu_1 fu/S_{\text{п.к.}}(L_1 + h)] - \eta_0/\mu_1\}. \quad (7.9)$$

Формула (7.9) дає змогу визначити довжину відкритої камери при заданих зусиллях пресування.

Після точки B напруження в сіні внаслідок його тертя по стінках камери зменшуються і змінюється аналогічно рівнянню (7.8):

$$P_x = (P_C + \eta_0 / \mu_1) \exp(-\mu_1 f u x / S_{\text{п.к}}) - \eta_0 / \mu_1,$$

де P_x — тиск в перерізі відкритої камери, віддаленої на відстані x від точки C ; P_C — тиск поршня в точці C :

$$P_C = (P_B + \eta_0 / \mu_1) \exp(-\mu_1 f u h / S_{\text{п.к}}) - \eta_0 / \mu_1.$$

При зворотному ході поршня відбувається пружне розширення спресованого матеріалу, тому в камері тиск зберігатиметься навіть тоді, коли поршень повністю відійде від спресованого матеріалу. При робочому ході поршня сіно знову зазнає стиснення, щільність його стає найбільшою, саме в цей момент і виконують в'язання тюка.

Визначення роботи пресування. Робота A пресування одиниці маси матеріалу (сіна, соломи) складається з роботи A_1 , яка потрібна для стиснення матеріалу (однакова для відкритої чи закритої камери); роботи A_2 , яка витрачається на виштовхування спресованого матеріалу із камери; роботи A_3 пружного розширення спресованого матеріалу, яка передається (повертається) на привідний вал преса і тому віднімається від загальної роботи, тобто:

$$A = A_1 + A_2 - A_3.$$

Роботу, яка витрачається на стиснення сіна або будь-якого подібного матеріалу, отримуємо, застосувавши вираз для елементарної роботи на шляху dx :

$$dA_1 = S_{\text{п.к}} P dx / G,$$

звідки

$$A_1 = \frac{S_{\text{п.к}}}{G} \int_0^{H_{\text{ш}}} c \{ \exp[a(\eta - \eta_0)] - 1 \} dx,$$

або

$$A_1 = \frac{S_{\text{п.к}}}{G} \int_0^{H_{\text{ш}}} c \left[\exp\left(\frac{a\eta_0 x}{L_{\text{ш}} - x}\right) - 1 \right] dx,$$

де G — вага ущільнювального сіна, кг.

Питому роботу, яка потрібна для виштовхування сіна з відкритої камери, знайдемо, зінтегрувавши рівняння (7.9) по dh від 0 до h і підставивши h замість $L_1 + h$:

$$A_2 = \frac{S_{п.к}}{G} \left[\frac{S_{п.к}}{\mu_1 f u} \left(P + \frac{\eta_0}{\mu_1} \right) \left(1 - \exp \frac{\mu_1 f u h}{S_{п.к}} \right) - \frac{\eta_0 h}{\mu_1} \right].$$

Робота пружного розширення для відкритої камери пропорційна площі трикутника DCE :

$$A_3 = \left(\frac{S_{п.к} P_C H_{ш}}{2G} \right).$$

Якщо відома продуктивність $Q_{п}$, т/год, прес-підбирача, то потужність N , Вт, визначають за формулою

$$N = A Q_{п} / 270.$$

Розрахунок маховика. За час одного ходу поршня зусилля пресування змінюється нерівномірно. Спочатку воно незначне, а в кінці — досягає максимального значення. Відповідно до цього крутний момент на привідному валу також змінний, тому потужність двигуна вибирають за середнім значенням крутного моменту, але при цьому обов'язково ставлять маховик.

Порядок розрахунку маховика такий. Спочатку визначають тиск на поршні для найважчих умов роботи, використовуючи формулу $P = c[\exp \alpha(\eta - \eta_0) - 1]$, і розбивають ділянку пресування на інтервали. Для кожного інтервалу визначають швидкість поршня і відповідний їй крутний момент на кривошипному валу: $P_1 R_1, P_2 R_2, \dots, P_n R_n$. Потім залежно від кута повороту кривошипа α

будують криву крутних моментів M_1, M_2, \dots, M_n (рис. 7.20). Визначають площу σ під кривою, яка виражає всю роботу, витрачену на пресування:

$$A = K \sigma,$$

де $K = K_1 K_2$ (K_1 і K_2 — масштаби відповідно для моменту і кута повороту).

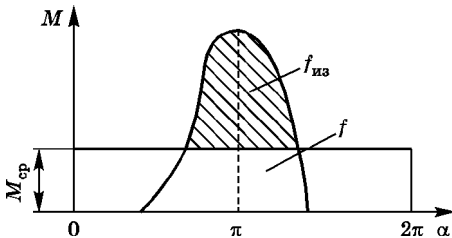


Рис. 7.20. Залежність моментів на валу кривошипа від кута повороту

Середня потужність $N_{\text{ср}}$, Вт, для приводу поршня преса

$$N_{\text{ср}} = A/75t,$$

де t — час одного оберту, с.

У свою чергу, $t = 2\pi/\omega$, тоді

$$N_{\text{ср}} = A\omega/2\pi,$$

де ω — кутова швидкість обертання маховика, рад/с.

Середній крутний момент при рівномірних витратах роботи A за час одного оберту кривошипа

$$M_{\text{ср}} = N_{\text{ср}}/\omega = A/2\pi.$$

На графіку по вертикалі відкладають значення $M_{\text{ср}}$ і проводять горизонтальну лінію до кута повороту кривошипа 2π . Тоді площа прямокутника у визначеному масштабі виражатиме всю роботу пресування. Площа під кривою вище від лінії $M_{\text{ср}}$ характеризує надлишкову роботу $A_{\text{н}}$, яка має відбуватися за рахунок кінетичної енергії маховика преса та зведеного моменту інерції робочих органів преса. Момент інерції на привідному валу преса, потрібний для забезпечення заданої нерівномірності δ обертання вала,

$$J = A_{\text{н}} / \omega_{\text{пр}}^2 \delta,$$

де $\omega_{\text{пр}}$ — кутова швидкість обертання привідного вала преса; $\delta = 0,10 \dots 0,15$.

Теоретичну вагу маховика, зведеного до центра тяжіння попереднього перерізу обода на радіусі $R = D/2$, визначають з рівняння

$$GD^2 = 4gJ,$$

де g — прискорення вільного падіння.

Дійсна вага обода $G_{\text{д}} = 0,9G$.

Розділ 8

ОСНОВИ ТЕОРІЇ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ НА ЗЕРНО

8.1. Фізико-механічні властивості кукурудзи в період збирання

Вирощують кукурудзу, як правило, пунктирним способом з міжряддями 70, 90 і 140 см, найпоширенішим є міжряддя 70 см. Кількість рослин на 1 га становить 20...55 тис.

Висота і діаметр стебла кукурудзи, висота кріплення, розміри качанів, вологість окремих частин рослин і механічні властивості залежать від сорту та кліматичних умов у період росту і помітно відрізняються між собою.

Висота рослин кукурудзи коливається від 1 до 4 м, висота кріплення качанів — 0,4...2,0 м, довжина качана — 30...50 см, маса — 100...300 г. Діаметр стебла кукурудзи на висоті 15 см від поверхні ґрунту — 15...40 мм. Вологість зерна в період збирання — 20...30 %. Маса зерна становить 75...80 % від маси качанів. Середня об'ємна вага качанів у обгортках 280...300 кг/м³, без обгорток — 350...400 кг/м³.

Характеристика кукурудзи істотно змінюється залежно від фаз стиглості. Фази стиглості кукурудзи визначають за станом зерна:

а) молочна фаза стиглості характеризується виділенням рідини молочного кольору під час роздавлювання зерна;

б) молочно-воскова фаза характеризується виділенням рідини молочного кольору і пластичної маси під час роздавлювання зерна;

в) воскова фаза стиглості характеризується виділенням пластичної маси під час роздавлювання зерна, яка не розминається між вальцями, але легко розмазується ножем;

г) повна стиглість, при якій зерно стає твердим, від удару плющиться з утворенням тріщин і розпадається на куски при розтиранні між вальцями.

Фаза стиглості кукурудзи змінюється залежно від календарних строків розвитку рослин і кліматичних умов. Найкраще збирати кукурудзу (без застосування додаткових витрат на сушіння качанів) тоді, коли вологість зерна не перевищує 20 %. Вимолочене з качанів зерно добре зберігається в купах за вологості 13...14 %.

До механічних властивостей частин кукурудзяної рослини належать:

- зусилля різання стебла (при діаметрі 30 мм на висоті 10 см від поверхні ґрунту становить від 220 до 600 Н);
- зусилля розриву стебла (мінімальне зусилля розриву для комлової частини сухої рослини 1840 Н, для середньої частини — 1150 Н). Максимальне зусилля розриву стиглого стебла становить 5900 Н;
- зусилля відриву качанів кукурудзи від плодоніжки (для фази повної стиглості 300...1500 Н), під час згину зусилля зменшується в 3 – 4 рази;
- зусилля кукурудзяного стебла згину (залежить від діаметра стебла і його стиглості), середнє значення 150...450 Н;
- коефіцієнти тертя (залежать від матеріалу і стану поверхні тертя, а також від стану продукту). Для всіх продуктів кукурудзи найвищими є коефіцієнти тертя по гумі, найменшими — по фанері.

8.2. Основні робочі органи кукурудзозбиральних машин

До основних робочих органів кукурудзозбиральних машин належать різальні апарати, пристрої для захоплення і подавання стебел, качановідокремлювальні, качаноочисні та стеблеподрібнювальні апарати.

Подільники та стеблепідймачі призначені для піднімання полеглих стебел і підведення їх до різального апарата або до західної частини відривних вальців.

Подавальні органи призначені для подавання зрізаних, а у деяких машинах і незрізаних стебел кукурудзи до відривних вальців. Залежно від способу подавання стебел і конструкції подавальних органів кукурудзозбиральні машини поділяють на два типи:

- а) машини для суцільного зрізування;
- б) машини у вигляді русел.

Найпоширенішими є машини у вигляді русел, які мають окремі для кожного рядка кукурудзи пристрої для захоплення і подавання її. Функції стеблеподавальних органів найчастіше виконують спеціальні ланцюги з лапками, розміщені в один або кілька ярусів. Такі ланцюги своїми лапками переміщують стебла вздовж русел до відривних вальців.

Качановідокремлювальні апарати призначені для відокремлення качанів від стебел. Усі вони, як на вітчизняних, так і на зарубіжних кукурудзозбиральних машинах вальцьового типу. Поділяють їх на дві групи:

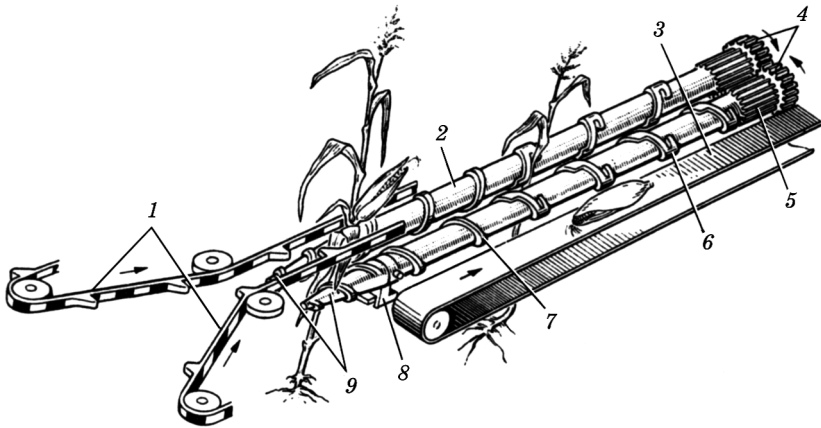


Рис. 8.1. Схема качановідокремлювального пікерного апарата:

1 — подавальні ланцюги з лапками; 2 — пікерні кулачкові відокремлювальні вальці; 3 — конвеєр для відірваних качанів; 4 — привідні шестерні; 5 — активна поверхня відокремлювальних вальців; 6 — кулачки робочої частини відокремлювальних вальців; 7 — гвинтова реборда; 8 — рухома опора; 9 — конуси заходу

1) качановідокремлювальні апарати з відкритими вальцями (пікерні), в яких технологічні операції протягування стебел і відривання качанів поєднані (рис. 8.1). Такі апарати відрізняються між собою конфігурацією поперечного перерізу вальців, або активністю їх робочої поверхні. Недоліком їх роботи є пошкодження качанів. Це пояснюється тим, що вальці виконують одночасно дві технологічні операції, які різко відрізняються з погляду активності їх робочої поверхні. Для забезпечення надійного протягування без ковзання робоча поверхня вальців має бути якомога активнішою (нааявність рифів, ребер тощо), а для зниження пошкодження качанів слід використовувати вальці з гладенькою поверхнею;

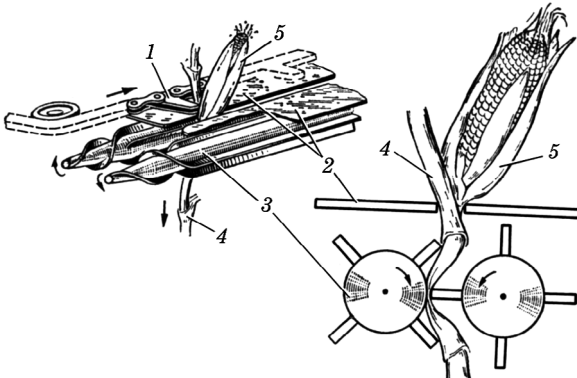


Рис. 8.2. Схема качановідокремлювального пікерно-стриперного апарата:

1 — подавальні ланцюги; 2 — стріперні пластини; 3 — протягувальні вальці; 4 — стебло; 5 — качан

2) апарати з окремими операціями протягування стебел і відокремлення качанів, у яких ці операції виконують різні робочі органи. Такі апарати називають *стриперними*, або *пікерно-стриперними* (рис. 8.2). Вони є досконалішими і використовуються як на вітчизняних кукурудзозбиральних комбайнах (приставках до зернозбиральних комбайнів), так і на зарубіжних. Стриперні апарати забезпечують високу пропускну здатність і майже не пошкоджують качанів.

Качаноочисні пристрої призначені для очищення качанів від обгортки і листостеблових домішок. Такі пристрої складаються з очисних апаратів, притискних і розподільних пристроїв.

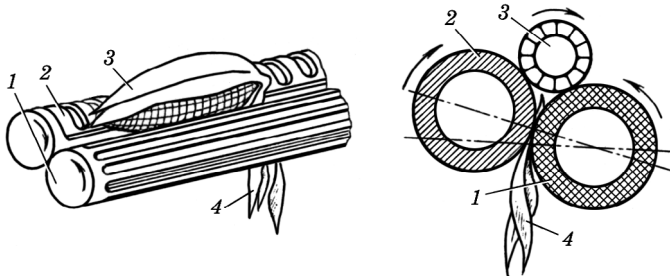


Рис. 8.3. Принцип дії качаноочисних вальців:

1 — очисний прогумований валець; 2 — металевий очисний валець;
3 — качан; 4 — відірвані обгортки

Очисний апарат має вигляд батареї з кількох пар очисних вальців, які очищають ворох качанів від листостеблових домішок і відривають обгортки з качанів. Пара вальців, що обертаються назустріч один одному (рис. 8.3), захоплюють і відривають обгортки з качанів, що рухаються по вальцях, одночасно прокочують униз обгортки і листостеблові домішки. Щоб поліпшити процес захоплення обгортки, робочі поверхні суміжних вальців виготовляють з різних матеріалів, коефіцієнти тертя яких істотно відрізняються (наприклад, чавунні і обгумовані). Металеві вальці мають на робочій поверхні гвинтові реборди для ефективнішого переміщення качанів уздовж вальців.

8.3. Умови захоплення, протягування і відокремлення качанів вальцями

Для того щоб забезпечити процес відокремлення качанів, потрібно забезпечити надійне захоплення стебел відокремлювальними вальцями.

Для процесу захоплення стебел велике значення має співвідношення сил (рис. 8.4), які виникають у місці контакту стебел з

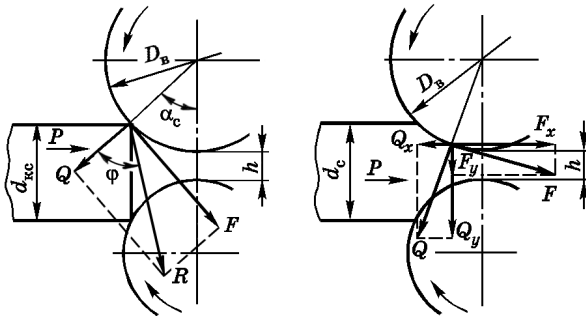


Рис. 8.4. Схема захоплення і протягування стебел вальцями

вальцями. Стеблеподавальні робочі органи притискують стебла до вальців зусиллям P . У точках контакту на стебло з боку вальців діє нормальний тиск Q і сили тертя вальців по стеблу F .

Для захоплення стебел потрібно, щоб кут тертя становив

$$\varphi > \alpha_c; \operatorname{tg} \varphi = f \geq \operatorname{tg} \alpha_c,$$

де f — кут тертя вальця по стеблу.

Тоді горизонтальна складова рівнодійної R буде напрямлена в бік прокочування стебла і воно буде втягнуте в робочий зазор h між вальцями.

При цьому захоплення стебел відбуватиметься за умови (див. розд. 5):

$$\alpha_c = \arccos \left[1 - \frac{(d_{\text{кк}} - h)}{D_{\text{в}}} \right], \quad (8.1)$$

де α_c — кут захоплення стебла вальцями; $D_{\text{в}}$ — діаметр відокремлювальних вальців.

Під час обертання вальців горизонтальні складові нормального тиску Q_x і сила тертя F_x прокочують стебла, а вертикальні складові Q_y і F_y деформують (стискають) їх.

Якщо сила P незначна (стебла часто втрачають пружність або ламаються), то умовою прокочування стебла буде:

$$2F_x > 2Q_x.$$

Зусилля прокочування (тяги) стебла $P_{\text{пр}}$ визначають за формулою

$$P_{\text{пр}} = 2(F_x - Q_x). \quad (8.2)$$

Дослідженнями встановлено, що зусилля захоплення і прокочування стебла зростає зі збільшенням діаметра вальців. Однак при цьому збільшується ймовірність пошкодження качанів, а інколи — захоплення і прокочування (разом із стеблами) дрібних і недозрілих качанів.

Умову відокремлення качанів у загальному випадку можна виразити так:

$$P_{\text{пр}} > P_{\text{оп}}, \quad (8.3)$$

де $P_{\text{оп}}$ — опір розриву плодоніжки.

Із урахуванням умов захоплення прокочування стебел і відокремлення качанів основні параметри для апарата з відокремлювальними вальцями можна визначити за виразом

$$D_{\text{в}} < \frac{d_{\text{к}} - h}{1 - 1/\sqrt{1 + f^2}}, \quad (8.4)$$

де $d_{\text{к}}$ — середній діаметр качана (з боку зустрічі з вальцями); h — робочий зазор між вальцями.

Гладенькі відокремлювальні вальці практично не можуть забезпечити стійку роботу качановідокремлювального апарата через ковзання стебла по вальцях. Щоб зменшити ковзання (буксування вальців), робочі поверхні вальців виготовляють активнішими (у вигляді зубців і рифів), тобто збільшують коефіцієнт тертя f .

Для розрахунків беруть зведений коефіцієнт тертя:

$$f_3 = \mu f,$$

де μ — коефіцієнт зчеплення рифленої поверхні вальців із стеблом.

За даними досліджень, зведений коефіцієнт тертя відокремлювальних вальців по стеблах (залежно від профілю) становить $f_3 = 0,45 \dots 1,0$.

Збільшення зазору a між вальцями сприяє поліпшенню захоплення стебла, проте одночасно збільшується ймовірність пошкодження качанів (явище закусання) і втрат зерна від лущення. Отже, зазор a зумовлює зворотний зв'язок між захоплювальною здатністю, з одного боку, і пошкодженням качанів, з іншого.

8.4. Пропускна здатність і швидкість обертання відокремлювальних вальців

Пропускною здатністю відокремлювальних вальців q вважають здатність вальців протягувати за одиницю часу максимально можливу кількість (за масою) стебел без порушення процесу, за повного відокремлення качанів від стебел і мінімального пошкодження їх.

Пропускна здатність пари відокремлювальних вальців можна виразити у загальному вигляді

$$q_{\text{п}} = \frac{m_{\text{ст}} + m_{\text{к}}}{t} = \frac{cm}{t}, \quad (8.5)$$

де $m_{\text{ст}}$, $m_{\text{к}}$ — маса прокатаних за час t відповідно стебла і качанів (у

обгортках); c — кількість одночасно прокочуваних вальцями стебел; m — маса одного стебла з качанами; t — час прокочування одного стебла.

Фактична кількість стебел, які прокочуються вальцями за одиницю часу, має бути меншою від пропускної здатності вальців і називається *подачею стебел*.

Подача стебел g_{Π} відокремлювальних вальців залежить від швидкості агрегату і врожайності:

$$g_{\Pi} = \frac{v_a m}{3,6l} = \frac{v_a BQ}{3600z}, \quad (8.6)$$

де v_a — швидкість агрегату, км/год; l — відстань між стеблами в рядках, м; B — ширина захвату машини, м; Q — врожайність, ц/га; z — кількість русел машини.

Для забезпечення стійкої роботи потрібно, щоб

$$q \geq g_{\Pi}. \quad (8.7)$$

Час прокочування одного стебла t , с, залежить від характеру подачі стебла у вальці та кінематичного режиму роботи вальців:

$$t = \frac{60kl_c \delta}{\pi D_0 n},$$

де k — коефіцієнт, який залежить від конструктивних особливостей і характеру подачі стебел; l_c — довжина стебла, що прокочується; δ — коефіцієнт буксування; D_0 — діаметр вальців по колу, що обкочує стебло; n — частота обертання вальців.

Колова швидкість вальців

$$u_k = \pi D_0 n / 60.$$

Мінімальне пошкодження качанів відбувається при частоті обертання 950...1000 об/хв.

8.5. Обґрунтування основних параметрів і режимів роботи очисників обгортки

Якість очищення качанів від обгортки залежить від багатьох чинників, зокрема від довжини і кількості пар очисних вальців, кута нахилу їх до горизонту і частоти обертання, активності робочої поверхні вальців та їхніх діаметрів, взаємного розміщення вальців у апараті, рівномірності завантаження очисних вальців і стану вороху. На якість очищення істотно впливають також вологість качанів і обгортки, засміченість вороху листостебловими домішками, на-

явність у воросі вже очищених (у процесі відривання) качанів і розпушеність обгортки на качанах.

Очисні вальці, виготовлені із матеріалів з вищим коефіцієнтом тертя між вальцем і качаном, забезпечують вищий ступінь очищення, хоча й зумовлюють більшу вилушеність зерна.

У сучасних очисних апаратах застосовують попарно, як правило, чавунні й обгумовані вальці. При цьому внаслідок різних коефіцієнтів тертя качан, рухаючись уздовж каналу, набуває обертального руху навколо своєї осі, поліпшує умови захоплення качана з усіх боків.

Для обгумованих очисних вальців застосовують зносостійку гуму твердістю 60...80 одиниць за Шором.

Профілі робочих поверхонь очисних вальців дуже різні. Найвищі показники роботи та продуктивності забезпечують апарати, в яких один із пари вальців чавунний з гвинтовими ребордами, а другий — обгумований з рифленою поверхнею.

8.5.1. Вибір розмірів і частоти обертання очисних вальців

У сучасних машинах зовнішній діаметр очисних вальців становить 60...80 мм. Як правило, обидва суміжні вальці мають однаковий діаметр. Більшість конструкцій вальців виготовляють діаметром 70 мм. Вальці меншого діаметра мають недостатню здатність захоплювати качани і, отже, менший ступінь очищення, хоча й менше пошкоджують качани. Вальці більшого діаметра — навпаки.

Довжину вальців вибирають за таких умов:

- забезпечення заданого ступеня очищення;
- конструктивного компонування, міцності й габаритних розмірів очисного апарата.

Довжина робочої поверхні очисних вальців становить 900...1100 мм. Зі збільшенням довжини ступінь очищення зростає значно менше, ніж пошкодження качанів, зумовлене збільшенням часу контакту качанів із поверхнею вальців.

Пропускна здатність очисних вальців зростає зі збільшенням кута нахилу вальців до горизонту. Кут нахилу вальців залежить від типу притискного пристрою. При використанні притискних пристроїв пасивної групи вальці рекомендується встановлювати під кутом до горизонту 10...15°. Для притискних пристроїв активної групи — 30...35°.

Встановлено, що колову швидкість вальців потрібно вибирати 0,9...1,3 м/с. Зі збільшенням швидкості, як правило, збільшується пропускна здатність очисних вальців, але при швидкості понад 1,1 м/с спостерігається збільшення пошкоджень початків і зерна. Подальше збільшення швидкості призводить до погіршення здатності вальців захоплювати і очищати качани.

Розділ 9

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ЗЕРНА

9.1. Принципи очищення і сортування зерна

Зерновий матеріал після збирання врожаю є сумішшю, яка складається із зерен основної культури, насіння буряків та інших сільськогосподарських культур, домішок мінерального та органічного походження. Основна культура може містити здорові, пошкоджені, пусті та щуплі зерна.

У процесі очищення із зернової суміші видаляють сторонні домішки, а при сортуванні зерна чистої культури її розділяють на сорти. Так, зерно сортують залежно від призначення: помелу, переробки на крупу або сівки. До якості кожної групи зерна ставляться особливі вимоги, які регламентуються державними стандартами, базисними кондиціями та агротехнічними вимогами. Як правило, зерно очищають і сортують одночасно.

9.2. Способи очищення і сортування зерна

Очищення та сортування зерна ґрунтуються на принципі різниці певних ознак, які характеризують зернову суміш. Такими ознаками є: геометричні розміри, аеродинамічні властивості, форма та стан поверхні, щільність, питома вага, електропровідність, колір тощо.

Поділ за розмірами. За розмірами зернові суміші поділяють на решетах, роликівих поверхнях і тріерах. Геометричні розміри зерна визначаються трьома розмірами: довжиною, шириною і товщиною, причому довжину l вважають найбільшим розміром, ширину b — середнім і товщину c — найменшим (рис. 9.1).

За шириною зернові суміші поділяють на решетах з круглими отворами (рис. 9.1, *а*) і роликівих поверхнях (рис. 9.1, *б*). Зерно або домішки за шириною менші за розмір d отворів, тому проходять крізь них. Більші компоненти сумішей, які не пройшли крізь отвори, сходять з решіт. Компоненти суміші, які проходять крізь отвори, називають *проходом*, а які залишаються поверх решіт — *сходом*.

Ефективним поділ за шириною на решетах з круглими отворами буде тоді, коли зерно розміститься вздовж осі перпендикулярно до

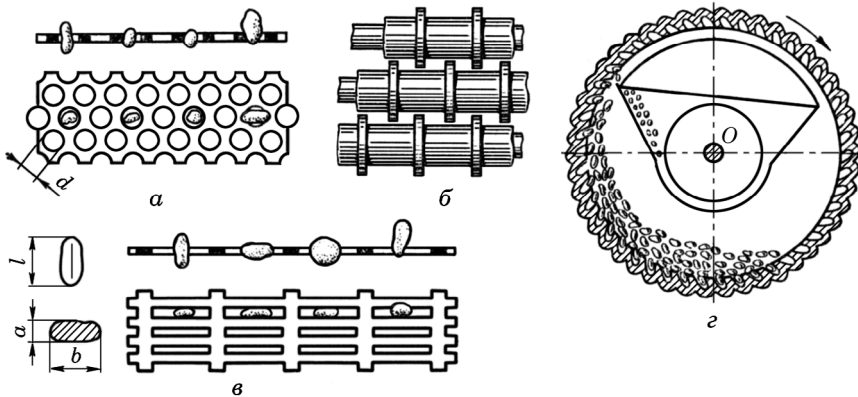


Рис. 9.1. Схема пристроїв для сортування зерна за розмірами:
 а — решета з круглими отворами; б — роликів решета; в — решета з продугуватими отворами; г — комірковий трієр

поверхні решета. Для цього решету потрібно надати вертикальних коливань. Якщо довжина зерна не перевищує його ширину більше ніж удвічі, то поділ добре відбувається на решетах з горизонтальними коливаннями.

На роликівих поверхнях використовують фігурні ролики, які розміщують із постійним зазором між ними. Зерна переміщуються роликівми і, потрапляючи в комірки, просіваються, розділяючись на фракції. Роликіві поверхні застосовують у зерноочисних машинах для відокремлення великих домішок із зернової суміші.

За товщиною зернової матеріал поділяють на решетах з продугуватими отворами (рис. 9.1, в). Для поділу за товщиною зерни на решеті має повернутися на ребро і розміститися вздовж отвору. Ця вимога забезпечується при горизонтальних коливаннях решіт.

За довжиною зернову суміш поділяють на коміркових трієрах (рис. 9.1, г) і решетах з круглими отворами. Трієр є барабаном, на внутрішній поверхні якого нанесено комірки. В середині трієра розміщено лотік і шнек. Барабан обертається відносно осі O . Зернову суміш засипають усередину трієра, при цьому довгі домішки не потрапляють у комірки і ковзають в трієрі, а короткі — западають у комірки, піднімаються ними і скидаються в лотік, а потім шнеком виносяться з барабана.

Решета для сортування за довжиною виготовляють з круглими отворами. Над решетом, паралельно йому, встановлюють із зазором глуху площину. Зазор беруть більшим за максимальну довжину компонентів зернової суміші. Площина не дає змоги часточкам роз-

мішуватися довгою віссю перпендикулярно до поверхні решета, тому крізь отвори не проходять часточки за шириною, а проходять лише ті, довжина яких менша від довжини отвору. Довгі компоненти суміші йдуть з решета сходом.

Поділ за аеродинамічними властивостями, тобто за критичною швидкістю, коефіцієнтом опору і коефіцієнтом парусності, відбувається в повітряному потоці.

Для поділу застосовують нагнітальний (рис. 9.2, *а*) і всмоктувальний (рис. 9.2, *б*) повітряні потоки.

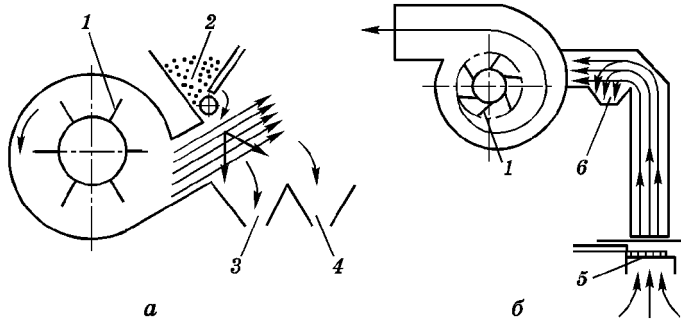


Рис. 9.2. Схема поділу зернової суміші за аеродинамічними властивостями:

а — у нагнітальному повітряному потоці; *б* — у всмоктувальному повітряному потоці; 1 — вентилятор; 2 — бункер; 3 і 4 — лотки; 5 — сітка; 6 — камера

У нагнітальному повітряному потоці повітря відносить легкі домішки в різні положення залежно від їхніх аеродинамічних властивостей і маси. Важчі часточки і такі, що мають малий опір повітряному потоку, надходять у лотік 3, легкі і з більшим опором — у лотік 4.

У всмоктувальному повітряному потоці матеріал рухається по похилій сітці 5. Повітря, яке всмоктує вентилятор 1, проходить через зернову суміш, захоплює вгору легкі домішки, частина з яких осідає в розширювальній камері 6, де напір повітряного потоку зменшується, а легші виносяться за межі машини разом із повітрям.

Всмоктувальний повітряний потік довшє діє на часточки, ніж напірний, тому зернова суміш поділяється ефективніше.

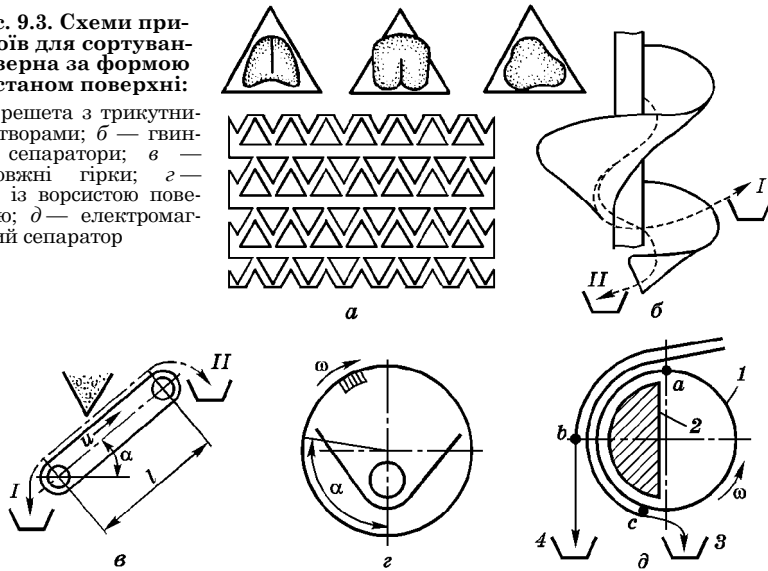
Поділ за формою і станом поверхні. Різницю властивостей поверхонь матеріалів широко використовують для очищення і сортування зернових сумішей.

На решетах із трикутними отворами (рис. 9.3, *а*) зернові суміші поділяють залежно від форми компонентів. На таких решетах з пшениці можна виділити гречку, яка має трикутну форму, з тимофіївки — щавель дрібний та ін.

На гвинтових сепараторах-змійках (рис. 9.3, *б*) часточки також поділяють за формою. Кругліші зерна і часточки неправильної фор-

Рис. 9.3. Схеми пристроїв для сортування зерна за формою та станом поверхні:

a — решета з трикутними отворами; *б* — гвинтові сепаратори; *в* — поздовжні гірки; *г* — трієр із ворсистою поверхнею; *д* — електромагнітний сепаратор



ми, які потрапляють на гвинтову поверхню сепаратора, рухаються по ній по-різному. Круглі часточки, перекочуючись, отримують більшу швидкість, а отже, вищу відцентрову силу. Вони викидаються через борт поверхні в лотік *I*. Більш плоскі часточки менше відходять від осі площини і зійдуть у лотік *II*. Змійки можна застосовувати для поділу вико-вівсяної суміші на овес і вику та для відокремлення гороху від вівса.

На гірках з поздовжнім рухом полотна часточки поділяються за формою з урахуванням шорсткості їх поверхні. Гладенькі часточки круглішої форми (рис. 9.3, *в*) скочуються вниз (лотік *I*), а більш плоскі шорсткі піднімаються полотном і потрапляють у лотік *II*. На гірках можна якісно очищати насіння буряків.

В електромагнітних сепараторах (рис. 9.3, *д*) використовують здатність шорсткого насіння деяких культур обволікатися металевим порошком. У таких пристроях суміш зерна з металевим порошком подають на циліндр *1*. Частина цього циліндра перебуває під дією магнітного поля, яке збуджує котушка *2*. Шорстке насіння таких культур, як півеліка, гірчак рожевий, подорожник, а також пошкоджене насіння, до яких прилипли порошок, утримується на більшій дузі циліндра, ніж гладенькі, тому вони надходять до лотка *3*, а гладенькі (насіння трав, льон) — до лотка *4*.

На трієрах з ворсистою поверхнею відокремлюють насіння вівсюга із вівса і пшениці, використовуючи шорсткість їх поверхні (рис. 9.3, *г*).

Пневматично сортувальний стіл призначений для поділу насіння зернових культур за питомою вагою. Такий відбір дає змогу відокремити насіння з найбільш повною біологічною зрілістю, що сприяє підвищенню врожайності.

9.3. Фізико-механічні властивості зернових сумішей

9.3.1. Геометричні розміри насіння

Розмірними характеристиками вважають показники, що визначають змінність будь-якого розміру компонента, за яким проводиться поділ. Змінність розмірів визначають варіаційними рядами, або варіаційними кривими.

Варіаційний ряд складають у вигляді табл. 9.1, до якої заносять класи і частоту. Класи є проміжками, на які поділяють увесь діапазон зміни розміру.

Таблиця 9.1. Варіаційний ряд

Клас	1-й	2-й	3-й	...	n	Всього
Межа класів	$l_{\min} \dots l_1$	$l_1 \dots l_2$	$l_3 \dots l_4$...	$l_{n-1} \dots l_{\max}$	—
Середнє значення межі класів	$l_{\text{ср}1}$	$l_{\text{ср}2}$	$l_{\text{ср}3}$...	$l_{\text{ср}n}$	—
Частота m , %	m_1	m_2	m_3	...	m_n	Σm_i
Частота n , %	n_1	n_2	n_3	...	n_n	100

Кожен клас визначається крайніми значеннями розміру (межа класу) і середнім значенням межі. Частота — кількість матеріалу в кожному класі. Її оцінюють абсолютним значенням за масою або

числом, а також відсотками.

Варіаційні криві розподілу вибраного розміру (наприклад, довжини l) мають вигляд графіка (рис. 9.4), по осі абсцис якого відкладено лінійні розміри, що відповідають середньому значенню межі класу, а по осі ординат — частоту (m або n , %) матеріалу в межах кожного класу.

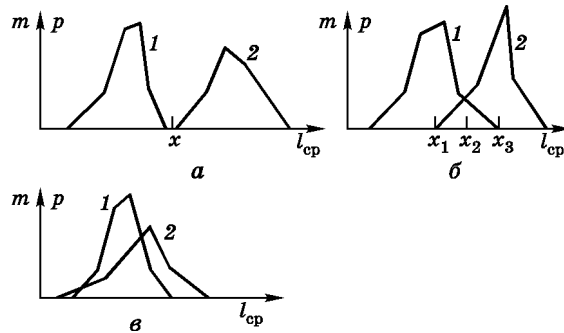


Рис. 9.4. Варіаційні криві:

a — можливий повний поділ; b — можливий частковий поділ; v — поділ неможливий; 1 — перший компонент; 2 — другий компонент

Щоб побудувати варіаційний ряд або криву, потрібно зробити 300 – 500 замірів вибраного розміру (l) і розподілити отримані заміри за класами.

Для зернових культур класовий проміжок λ беруть 0,2; 0,3 і 0,4 мм відповідно до довжини l насіння. Визначивши максимальний l_{\max} розмір і поділивши різницю $l_{\max} - l_{\min}$ на класовий проміжок λ , знаходять загальну кількість класів. Як правило, кількість класів становить не менше ніж 5.

Варіаційні ряди і криві можна порівняти за середньоарифметичною величиною M_{cp} або за середньоквадратичним відхиленням σ .

Середньоарифметичну варіаційного ряду визначають за формулою

$$M_{\text{cp}} = \frac{m_1 l_{\text{cp}1} + m_2 l_{\text{cp}2} + \dots + m_n l_{\text{cp}n}}{\sum m_i} = \frac{\sum m_i l_{\text{cp}i}}{\sum m_i},$$

а середньоквадратичне відхилення — за виразом

$$\sigma = \sqrt{\frac{(M_{\text{cp}} - l_{\text{cp}1})^2 m_1 + \dots + (M_{\text{cp}} - l_{\text{cp}n})^2 m_n}{\sum m_i}} = \sqrt{\frac{(M_{\text{cp}} - l_{\text{cp}i})^2 m_{i1}}{\sum m_i}}.$$

Зміна розмірів більшості компонентів підпорядкована закону нормального розподілу, який описується рівнянням

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(M_{\text{cp}}-l)^2}{2\sigma^2}}.$$

З теорії ймовірності відомо, що за нормального розподілу розмірних характеристик у межах $M_{\text{cp}} \pm 3\sigma$ входить 99,7 % усієї кількості матеріалу, тобто можна вважати, що розміри матеріалу змінюються від мінімального $M_{\text{cp}} - 3\sigma$ до максимального $M_{\text{cp}} + 3\sigma$.

За варіаційними рядами або кривими, які характеризують відхилення розмірів, установлюють, за якою ознакою можна поділяти суміш, і визначають послідовність операцій, а також розраховують результати очищення.

Можливість поділу оцінюється за розміщенням варіаційних кривих основної культури і домішок. При цьому можливі такі випадки.

Повний поділ суміші відбувається тоді, коли криві 1 і 2 двох компонентів не перекривають одна одну (рис. 9.4, а), а частковий — коли криві перехрещуються (рис. 9.4, б). Поділ неможливий, якщо криві (рис. 9.4, в) перекривають одна одну.

9.3.2. Аеродинамічні властивості зернових сумішей

До аеродинамічних властивостей компонентів зернової суміші належать критична швидкість $v_{\text{кр}}$, коефіцієнт опору повітря K і коефіцієнт парусності K_{Π} .

Критична швидкість. Розглянемо можливий рух часточки у вертикальному повітряному потоці (рис. 9.5).

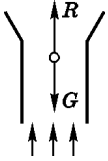


Рис. 9.5. Схема до визначення критичної швидкості

На часточку впливатиме сила тяжіння G і сила R дії повітряного потоку. Силу R можна знайти за формулою Ньютона

$$R = K\rho_{\Pi}F(v_{\Pi} - u)^2, \quad (9.1)$$

де ρ_{Π} — щільність повітря; F — площа проекції тіла на площину, перпендикулярну до напрямку дії повітряного потоку (міделів переріз тіла); v_{Π} — швидкість повітряного потоку; u — швидкість руху тіла.

Під дією сили R і сили тяжіння $G = mg$ часточка рухатиметься вниз (коли $G > R$) або вгору (коли $G < R$). Для окремого випадку, якщо часточка перебуватиме у зваженому стані, $u = 0$ і $R = G$. Виходячи з цієї умови, визначаємо критичну швидкість

$$v_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{G}{K\rho_{\Pi}F}}. \quad (9.2)$$

Коефіцієнт опору K залежить від форми тіла, його поверхні, стану повітряного середовища, в якому перебуває часточка, а також від швидкості руху повітря. Зі зростанням швидкості повітряного потоку коефіцієнт опору повітря K зменшується.

Коефіцієнт парусності K_{Π} можна визначити за такою залежністю

$$K_{\Pi} = \frac{9,8K\rho_{\Pi}F}{G}. \quad (9.3)$$

Розв'язавши вирази (9.2) і (9.3), отримаємо

$$K_{\Pi} = \frac{9,8}{v_{\text{кр}}^2}. \quad (9.4)$$

Коефіцієнти K і K_{Π} перебувають у складній залежності як від параметрів тіла, так і від параметрів повітряного середовища, які важко визначити. Тому користуються непрямим методом підрахунку коефіцієнтів K і K_{Π} за критичною швидкістю, яку визначають експериментально.

За критичними швидкостями відповідно до виразів (9.2) і (9.4) визначають коефіцієнти K і K_{Π} .

Критична швидкість $v_{кр}$ насіння зернових культур становить 8...15 м/с; коефіцієнт опору $K = 0,04...0,30$; коефіцієнт парусності $K_{\Pi} = 0,07...0,15$.

Оскільки критичні швидкості змінюються в значних межах, під час виконання технічних і експлуатаційних розрахунків їх визначають у кожному конкретному випадку експериментально.

9.3.3. Інші властивості зернових сумішей

Щільність. Часточки зернової суміші мають різну щільність. Зокрема, щільність насіння буряків значно відрізняється від щільності насіння культурних рослин. Якщо зерновій суміші надати стану невеликих, але частих коливань, то вона набуде властивості, подібної до властивості рідини. При коливаннях часточки з меншою щільністю розміщуються на поверхні шару, а з більшою — опускаються.

Щільність зернових сумішей визначають у розчинах або суспензіях. Для утворення розчинів застосовують такі мінеральні добрива, як азотнокислий натрій ($\rho_{\text{м}} = 1,2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$), азотнокислий амоній і азотнокислий натрій ($\rho_{\text{м}} = 1,15 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$), сірчаний амоній ($\rho_{\text{м}} = 1,3 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$).

Коефіцієнт тертя характеризує опір тертя, його значення змінюються залежно від морфологічних особливостей часточок, стану поверхні та вологості.

У табл. 9.2 наведено середні значення коефіцієнтів тертя зерна по металевій поверхні.

Таблиця 9.2. Коефіцієнти тертя зернових культур по металу

Культура	Коефіцієнт тертя по металу		Культура	Коефіцієнт тертя по металу	
	Коченням	Ковзанням		Коченням	Ковзанням
Горох	0,035	0,0249	Овес	0,267	0,700
Вика	0,050	0,466	Вівсюг	0,166	0,840

Шорсткість насіння та їхня здатність обкутуватися порошком оцінюється його проникністю. На практиці використовують порошки, які відрізняються складом компонентів і тонкістю помелу.

Проникність порошку визначається коефіцієнтом проникності $K_{\text{пр}}$:

$$K_{\text{пр}} = m_{\Pi} / m_{\text{з}}$$

де m_{Π} — маса порошку, яка прилипла до насіння; $m_{\text{з}}$ — маса зерна.

9.4. Робота плоских решіт

Робочий процес плоского решета передбачає: переміщення зернової суміші, рівномірний розподіл по поверхні решета; западання насіння в отвори решета і прохід крізь них тих, розміри яких менші від робочих розмірів отворів. Унаслідок цього зернова суміш поділяється на дві частини, або фракції: схід і прохід.

Під час проходження зернової суміші по решету кількість зерна на одиницю його довжини зменшується. Ступінь його зменшення залежить від розмірів зерна у вихідному матеріалі відокремлюваної фракції. На решетах, які відокремлюють крупні домішки (колосові), при сході залишається 3...5 % від початкової кількості, на сортувальних — 30...70 %, а на підсівних — 95...97 %.

У результаті коливань решета в зерновій суміші відбувається перерозподіл часточок — найкрупніші впливають нагору, а дрібніші опускаються і контактують із площиною решета.

9.4.1. Умови переміщення матеріалу на решеті, що коливається

Кінематичні характеристики веденої ланки (рис. 9.6) кривошипно-шатунного механізму за невеликих значень відношення радіуса до довжини шатуну r/l можна виразити залежностями:

переміщення $x = r(1 - \cos \omega t)$;

швидкість $v = r\omega \sin \omega t$; $v_{\max} = r\omega$;

прискорення $j = r\omega^2 \cos \omega t$; $j_{\max} = r\omega^2$,

де ω — кутова швидкість кривошипа.

Беручи ці характеристики для плоского решета, яке здійснює позовжні коливання, розглянемо умови переміщення матеріалу на решеті.

Щоб розв'язати це завдання, вважатимемо, що

- зерновий матеріал рухається, як і плоска частина;
- опір повітря істотно не впливає на рух матеріалу;

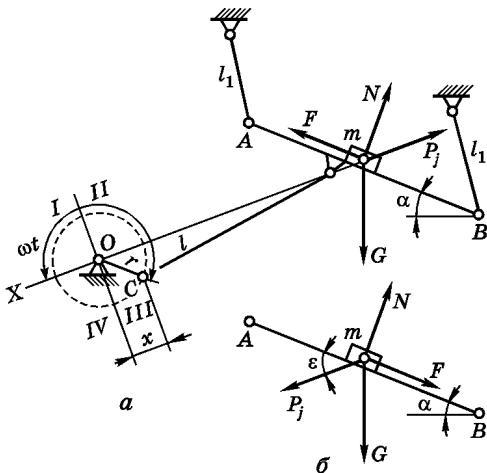


Рис. 9.6. Дія сил на часточку, яка розміщується на плоскій площині, що коливається:

a — рух часточки вниз по площині; b — рух часточки вгору по площині

• коефіцієнт f опору переміщення матеріалу не залежить від товщини його шару і кінематичних чинників.

На часточку масою m , розміщену на плоскій площині AB (рис. 9.6), діють сила тяжіння $G = mg$, сила інерції $Pj = mr\omega^2 \cos \omega t$, реакція N і сила тертя F .

У положенні кривошипа в III і IV четвертях часточка може зміститися вниз по площині, а в I і II — вгору.

Униз по площині решета часточка переміщуватиметься тоді, коли сума проєкцій усіх сил у площині решета, що діють на часточку зліва направо, перевищуватиме силу тертя. Отже, умову переміщення матеріалу вниз по площині можна записати у вигляді

$$G \sin \alpha + Pj \cos \xi > F = fN = f(G \cos \alpha - Pj \sin \xi),$$

або

$$mg \sin \alpha + mj \cos \xi > \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} (mg \cos \alpha - mj \sin \xi), \quad (9.5)$$

де α — кут нахилу площини; ξ — кут між площиною і напрямком коливань; φ — кут тертя часточки матеріалу по площині.

Якщо зробити певні перетворення для «мертвих» положень площини, коли $\cos \omega t = 1$, то отримаємо прискорення площини решета, яке забезпечує можливе переміщення часточки вниз:

$$J_{\text{вн}} = \omega^2 r > g \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\xi - \varphi)}. \quad (9.6)$$

Умову переміщення матеріалу вгору по площині решета можна записати у такому вигляді:

$$Pj \cos \xi > G \sin \alpha + F,$$

або

$$mj \cos \xi > mg \sin \alpha + tg\varphi(mg \cos \alpha + mj \sin \xi), \quad (9.7)$$

звідки після перетворень для «мертвих» положень площини знаходимо потрібне прискорення:

$$J_{\text{вг}} = \omega^2 r > g \frac{\sin(\varphi + \alpha)}{\cos(\xi - \varphi)}. \quad (9.8)$$

Часточка може відриватися від площини решета, якщо Pj спрямована зліва направо і реакція $N = 0$, тобто

$$N = mg \cos \alpha - mj \sin \xi = 0, \quad (9.9)$$

звідки для аналогічних умов

$$J_{\text{від}} = \omega^2 r > g \frac{\cos \alpha}{\sin \xi}. \quad (9.10)$$

Урахувавши відношення $k = \frac{\omega^2 r}{g}$, що є показником кінематичного режиму, можна отримати такі випадки руху часточки:

- спільний рух із площиною при

$$k_c < \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\xi - \varphi)};$$

- ковзання часточки вниз по решету

$$k_{\text{вн}} > \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\xi - \varphi)};$$

- ковзання часточки не тільки вниз, а й угору при

$$k_{\text{вг}} > \frac{\sin(\varphi + \alpha)}{\cos(\xi - \varphi)};$$

- відривання часточки від площини решета при

$$k_{\text{від}} > \frac{\cos \alpha}{\sin \xi}.$$

Для того щоб зерновий матеріал здійснював рух по решету без відривання від площини з ковзанням угору і вниз, показник робочого кінематичного режиму k_p має бути у такому співвідношенні:

$$k_{\text{від}} > k_p > k_{\text{вг}} > k_{\text{вн}}.$$

Кут тертя насіння зернових культур по сталі $\varphi = 18...30^\circ$. Кут нахилу решіт має бути менший за це значення, щоб не відбувалося ковзання матеріалу по решету, коли воно нерухоме.

9.4.2. Умови проходження зерна крізь отвори решета

П е р ш а (основна) умова проходження зерна крізь отвори — вибір такого решета, яке має робочий розмір отворів (діаметр або ширину) більший, ніж відповідний розмір зерна.

Д р у г а умова пов'язана зі швидкістю переміщення зерна по решету. Кінематичний режим роботи решета має забезпечувати таку швидкість руху часточок по ньому, яка б не перевищувала певної межі. Швидкість відносного руху часточок має забезпечувати можливість западання їх у отвори решета.

Розглянемо випадок проходження часточки у вигляді шару діаметром $2r$ крізь продовгуватий отвір, довжиною l решета, яке нахилене

під кутом α до горизонту і здійснює позовжні коливання (рис. 9.7).

Нехай часточка рухається як тіло, кинуте з початковою швидкістю v . За малої швидкості і досить великої довжини отвору решета часточка встигне пройти крізь нього. Якщо швидкість більша, а довжина отвору мала, то часточка в польоті може рухатися так, що не потрапить у отвір і буде відкинута внаслідок удару нижньою частиною в протилежний край отвору.

У крайньому разі, часточка ще зможе пройти крізь отвір, якщо вона вдариться в край отвору точкою, яка лежатиме на рівні центра ваги.

При цьому, нехтуючи опором повітря і товщиною решета, можна записати два рівняння, які описують горизонтальне і вертикальне переміщення часточки:

$$s = l \cos \alpha - r = vt; \quad (9.11)$$

$$h = l \sin \alpha + r = \frac{gt^2}{2}. \quad (9.12)$$

У результаті спільного розв'язання рівнянь (9.11) і (9.12), знаходимо, що при заданих розмірах зерна, довжині отвору і куті нахилу решета відносна швидкість часточок, яка забезпечує проходження їх крізь отвори, має становити

$$v \leq (l \cos \alpha - r) \sqrt{\frac{g}{2(l \sin \alpha + r)}}.$$

Під час сортування пшениці відносна швидкість матеріалу на решеті, як правило, становить 0,35...0,45 м/с.

Вибираючи кінематичний режим, частоту коливань решета можна збільшувати до таких значень, за яких часточки встигатимуть западати в отвори.

9.4.3. Повнота розділення зерна і режим роботи решіт

Повноту розділення зерна E_{Π} визначають за формулою

$$E_{\Pi} = \frac{m}{m_i} 100 \%,$$

де m — маса домішок або фракцій, відокремлених решетом; m_i —

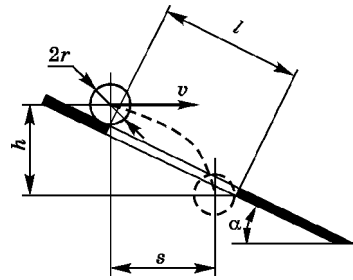


Рис. 9.7. Схема до визначення умов проходження зерна крізь отвори

маса домішок і некондиційних фракцій, які містяться у вихідному матеріалі.

Вміст домішок і некондиційних фракцій m_i у вихідному матеріалі оцінюють таким чином. Відбирають 3 – 5 проб масою не менш як 1200 г кожна. Проби обробляють на класифікаторі упродовж 15 хв. Визначають масу зерна, яка потрапила в кожний із класів, і масу m_i домішок.

Для решіт зерноочисних машин показник повноти розділення

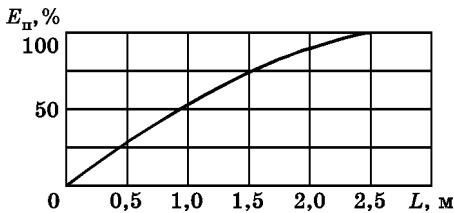


Рис. 9.8. Зміна показника повноти розділення за довжиною решета

$E_p = 0,8$ — для насінневого матеріалу з високою якістю розділення; $E_p = 0,65$ — середньою; $E_p = 0,5$ — низькою.

На роботу решета впливає його довжина. Графік зміни якості повноти розділення E_p залежно від довжини L решета наведено на рис. 9.8.

Показник повноти розділення E_p залежить від правильного підбору решіт, опти-

мального їх завантаження, довжини і вибраного кінематичного показника роботи.

9.4.4. Кінематичний режим роботи решіт

Характер руху зернової суміші на решеті залежить від показника кінематичного режиму k , кута нахилу решета α , напрямку коливань ξ і кута тертя матеріалу по робочій поверхні.

Із підвищенням кінематичного режиму до певної межі прохід часточок крізь отвори решета збільшується, що поліпшує розділення. Нахил решета в бік сходу зменшує відносний шлях руху матеріалу по ньому, а швидкість руху часточок до виходу зростає.

Якість роботи решіт залежить від швидкості переміщення матеріалу по ньому і від загального шляху, який проходить кожна окрема часточка. Зменшення відносної швидкості і збільшення шляху переміщення матеріалу поліпшує якість роботи решіт. З іншого боку, зменшення швидкості спричинює зниження продуктивності.

Ці чинники значною мірою залежать від властивостей культури та її засміченості.

Згідно з дослідними даними рекомендовано такі режими роботи решіт (табл. 9.3).

Таблиця 9.3. Установлення і режими роботи решіт

Культура	Кінематичний режим роботи	Кут нахилу решета, град.	Кут напрямку коливань, град.	Повнота розділення, %
Жито, пшениця	2,2...3,0	6...9	0...8	82...88
Горох	0,5...0,7	4...8	3...5	80...87
Льон	1,4...1,7	4...6	12	60...65
Трави	0,8...1,5	4...9	5	55...60
Вика	0,8...1,0	8	До 10	85

9.4.5. Навантаження на решета та їх продуктивність

Кількість зернової суміші, яка надходить на решето, впливає на повноту розділення та його продуктивність. Зі збільшенням навантаження повнота розділення погіршується, а продуктивність зростає.

Продуктивність решіт W пропорційна їхній площі F_p , тобто

$$W = q_0 F_p,$$

де q_0 — питоме навантаження на одиницю площі решета, кг/(с м²) (для комбайнових решіт $q_0 = 1,5...2,5$; для решіт попереднього очищення $q_0 = 1,6...2,0$; для сортувальних решіт $q_0 = 0,5...0,6$).

Найбільше питоме навантаження мають решета з більшою площею живого перерізу.

Відносний живий переріз решета μ_p є відношенням площі всіх отворів F_0 до загальної площі решета F_p :

$$\mu_p = \frac{F_0}{F_p}.$$

Продуктивність решета прямо пропорційна живому перерізу, який, проте, обмежений умовами міцності решета. Найбільший живий переріз мають жалюзні решета, тому вони найпродуктивніші.

9.5. Робота циліндричного трієра

Циліндричні трієри поділяють насіння за довжиною. Основним робочим органом трієра (див. рис. 9.1, з) є коміркова поверхня, а робочим елементом — комірка. Циліндр установлюють під невеликим кутом до горизонту. Всередині нього розміщено жолоб. При обертанні циліндра комірки захоплюють тільки те насіння, довжина якого менша за діаметр комірок. При певному куті повороту циліндра насіння або домішки під дією власної ваги випадає з комірок і потрапляє в жолоб, з якого назовні виноситься шнеком. Довше на-

сіння, яке не вміщується в комірках або не утримується в них до того, поки вони не піднімуться вище від приймальної кромки жолоба, виходить із циліндра.

9.5.1. Теоретичні основи роботи трієра

Під час обертання трієрного циліндра зернова суміш поступово переміщується певним шаром з одного кінця до другого. Комірки, проходячи під цим шаром, заповнюються короткими зернами, які потім виносяться в жолоб.

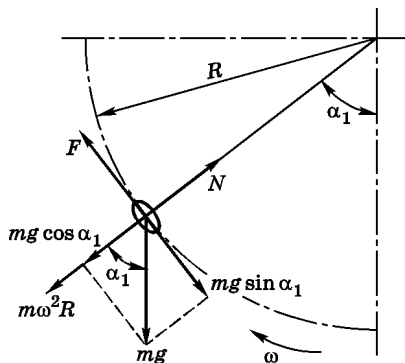


Рис. 9.9. Схема до визначення кута початку ковзання довгих домішок у трієрі

З робочою поверхнею циліндра контактують часточки нижнього шару. При цьому можливі два випадки: зерно потрапило в комірку; зерно розмістилося між комірками, тобто не потрапило до неї.

Під час обертання циліндра радіусом R за певного кута α_1 (рис. 9.9) зерна, які не потрапили до комірки, починають ковзати.

Визначимо кут початку ковзання зерна. На зерно масою m діють сила тяжіння mg , реакція N , сила тертя F і відцентрова сила $m\omega^2 R$.

Умову початку ковзання запишемо у вигляді

$$mg \sin \alpha_1 \geq F, \quad (9.13)$$

де

$$F = N \operatorname{tg} \varphi. \quad (9.14)$$

Із рис. 9.9 знаходимо, що $N = m\omega^2 R + mg \cos \alpha_1$.

Підставивши значення N і F в умову (9.13), запишемо її у вигляді

$$mg \sin \alpha_1 \geq \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} (m\omega^2 R + mg \cos \alpha_1). \quad (9.15)$$

Після перетворення отримаємо

$$\sin \alpha_1 \cos \varphi - \sin \varphi \cos \alpha_1 \geq \frac{\omega^2 R}{g} \sin \varphi. \quad (9.16)$$

Беремо

$$\frac{\omega^2 R}{g} = K,$$

де K — кінематичний режим роботи трієра.

З урахуванням зведення лівої частини виразу (9.16) можна записати:

$$\sin \alpha_1 \cos \varphi - \sin \varphi \cos \alpha_1 = \sin(\alpha_1 - \varphi). \quad (9.17)$$

Тоді

$$\sin(\alpha_1 - \varphi) \geq K \sin \varphi,$$

або

$$\alpha_1 - \varphi \leq \arcsin(K \sin \varphi).$$

З останнього виразу знаходимо кут початку ковзання:

$$\alpha_1 \leq \varphi + \arcsin(K \sin \varphi). \quad (9.18)$$

Визначимо кут випадання зерна з комірки трієра (рис. 9.10).

У комірці зерно перебуває у відносному спокої доти, доки всі сили, що діють на зерно (у тому числі сили інерції $m\omega^2 R$ від переносного руху), будуть зрівноважені. У певний момент часу комірка із зерном перебуває у положенні, яке визначається кутом α_2 , відрахованим від горизонтального діаметра циліндра.

Зерно почне випадати з комірки за умови

$$mg \sin \beta \geq m\omega^2 R + F, \quad (9.19)$$

де $\beta = \alpha_2 - \pi/2$.

Після підстановки у вираз (9.19) значення $F = N \operatorname{tg} \varphi$, де $N = mg \cos \alpha_2$, і певних перетворень отримаємо

$$\alpha_2 \geq \frac{\pi}{2} + \varphi + \arcsin(K \cos \varphi), \quad (9.20)$$

де $K = \frac{\omega^2 R}{g}$.

Із нерівності (9.20) випливає, що кут α_2 , на який зернина піднімається коміркою, не випадаючи з неї, залежить від кута φ тертя і показника K кінематичного режиму.

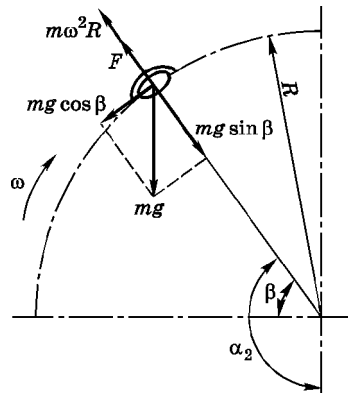


Рис. 9.10. Схема до визначення кута випадання зерна з комірки трієра

Зі зменшенням коефіцієнта тертя між часточкою і коміркою кут α_2 зменшується. Значення кутів тертя для культур, які відокремлюють комірки трієра, коливаються в значних межах: для кукуля $\varphi = 5 \dots 20^\circ$, для пшениці $\varphi = 15 \dots 35^\circ$. Отже, зерно випадає з комірки в певній зоні. Тобто кут випадання α_2 відповідатиме значенню φ_{\min} і φ_{\max} кута тертя.

Для трієрів зерноочисних машин, коли комірки відокремлюють кукуль, $\alpha_2 = 39 \dots 50^\circ$, а при відокремленні пшениці $\alpha_2 = 48 \dots 62^\circ$.

9.5.2. Випадання зерна з комірки трієра і установа приймального лотка

Припустимо, що зерно починає випадати з комірки в точці O . Після відриву воно рухатиметься по дотичній до кола з точки O як тіло, кинуте під кутом $\frac{\pi}{2} - \alpha_2$ до горизонту з початковою швидкістю $u = \omega R$ (рис. 9.11). Виберемо прямокутну нерухому систему координат, початок якої розмістимо в точці O .

У прийнятих координатах x та y рівняння траєкторії вільного руху (польоту) зерна в параметричній формі матиме вигляд

$$\begin{aligned} x &= u \cos(\pi/2 - \alpha_1)t = ut \sin \alpha_1; \\ y &= ut \cos \alpha_1 - \frac{gt^2}{2}. \end{aligned} \tag{9.21}$$

Розв'язуючи ці рівняння, отримаємо траєкторію польоту зерна, яка визначається рівнянням параболи:

$$y = x \operatorname{ctg} \alpha_1 - \frac{x^2}{2KR \sin^2 \alpha_1}. \tag{9.22}$$

Зерна, які випали з комірок, мають потрапити в лотік, тому важливо, щоб вони були в межах між передньою і задньою стінками лотка.

Визначимо положення передньої і задньої стінок лотка, виходячи з умови, що траєкторія найнижчої точки випадання, яка визначається кутом α_2 , перетинає передню стінку ло-

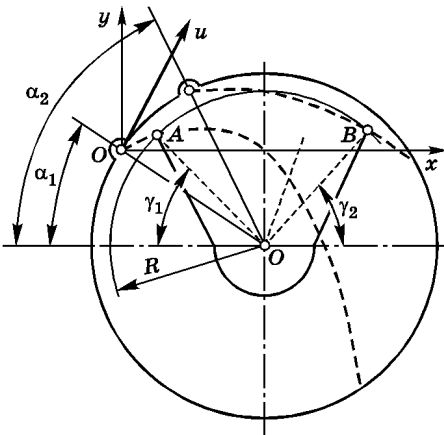


Рис. 9.11. Схема до визначення положення приймального лотка трієра

тока в кінцевій точці A , а траєкторія верхньої точки, яка визначається кутом α , перетинає задню стінку лотока у точці B .

Положення точок A і B може характеризуватися кутами γ_1 і γ_2 , значення яких залежить від кута тертя φ і показника K кінематичного режиму трієра. Зі збільшенням φ і K кут γ_1 зростає, а кут γ_2 зменшується.

Для трієрів зерноочисних машин значення кутів γ_1 та γ_2 такі: кукільних $\gamma_1 = 41^\circ$, $\beta_2 = 88^\circ$, вівсюжних $\gamma_1 = 50^\circ$, $\gamma_2 = 85^\circ$.

Якщо в кукільному трієрі встановити лотік з кутом $\gamma_1 < 41^\circ$, то відходи основної культури збільшаться, а при зменшенні кута γ_1 поліпшиться повнота відокремлення домішок. Зменшення кута γ_1 у вівсюжному трієрі, навпаки, погіршує повноту відокремлення довгих домішок.

Оптимальне положення лотока вибирають безпосередньо під час роботи.

9.5.3. Режим роботи циліндричного трієра

Розглянемо положення циліндра, коли комірka із зерном перебуває у вертикальному положенні, тобто $\omega t = \pi/2$ (рис. 9.12).

Зерно випадатиме з комірki тоді, коли сила тяжіння буде більшою за відцентрову силу, тобто

$$mg > m\omega^2 R. \quad (9.23)$$

Поділивши ліву і праву частини нерівності (9.23) на mg , отримаємо кінематичний режим роботи трієра

$$1 > \frac{\omega^2 R}{g} = K. \quad (9.24)$$

Отже, зерно може випадати з комірок, якщо $K < 1$. Для циліндричних трієрів $K = 0,4 \dots 0,7$.

Частоту обертання трієра n знайдемо, прирівнявши відомий вираз

$\omega = \frac{\pi n}{30}$ із виразом $\omega = \sqrt{\frac{Kg}{R}}$, що випливає з рівняння (9.24), звідки

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{Kg}{R}}. \quad (9.25)$$

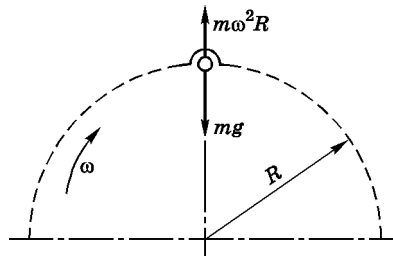


Рис. 9.12. Схема до визначення кінематичного режиму трієра

9.5.4. Продуктивність трієра

Існують різні підходи до визначення продуктивності трієра, але найбільш простий і точний метод ґрунтується на використанні питомого навантаження на одиницю площі коміркової поверхні (табл. 9.4):

$$Q = q_0 \pi DL, \quad (9.26)$$

де q_0 — питома продуктивність, кг/(год·м²); D — діаметр трієра, м; L — довжина трієра, м.

Таблиця 9.4. Питома продуктивність для основних культур

Культура	Пшениця	Жито	Ячмінь	Овес	Гречка
q_0 , кг/(год·м ²)	650...850	600...750	500...600	350...400	170

Довжина і діаметр циліндра перебувають у певній залежності (табл. 9.5).

Таблиця 9.5. Розміри циліндрів деяких трієрів

Довжина циліндра, мм	Діаметр циліндра, мм			
	400	500	600	800
750	*	*		
1500	*	*	*	
2250		*	*	*
3000			*	*

9.6. Фрикційне очищення

Фрикційний спосіб очищення ґрунтується на різниці коефіцієнтів тертя зерна окремих фракцій суміші, які за розмірами та аеродинамічними властивостями майже не відрізняються.

Для фрикційного очищення найчастіше використовують рухому плоску похилу поверхню (гірку).

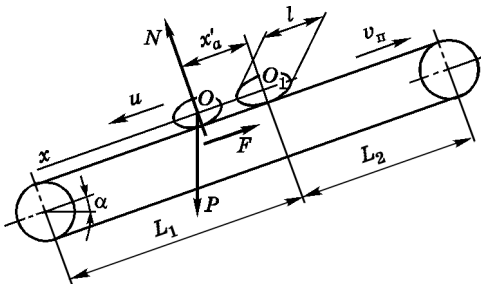


Рис. 9.13. Схема руху часточки на полотні похилої гірки

При рівномірній подачі зернової суміші на рухому похилу площину залежно від коефіцієнта тертя зерно по-різному рухатиметься по робочій поверхні площини, в результаті чого відбудеться поділ суміші на фракції.

Розглянемо переміщення часточок по полотну, яке нахилене під кутом α до горизонту (рис. 9.13) і рухається в напрямку швидкості $v_{\text{п}}$.

На часточку, яка надходить на полотно в точці O , діють сили тяжіння $P = mg$, нормальна реакція N і сила тертя F .

Рух часточки вздовж полотна можна виразити таким диференціальним рівнянням:

$$m \frac{du}{dt} = mg \sin \alpha - F, \quad (9.27)$$

де u — швидкість руху часточки відносно полотна; m — маса зерна.

Ураховуючи, що $F = N \operatorname{tg} \varphi = mg \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi$, де φ — кут тертя часточки по полотну, після перетворення отримаємо:

$$du = g \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} dt.$$

Після інтегрування рівняння дістанемо вираз для відносної швидкості

$$u = g \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} t + C.$$

Якщо часточка потрапляє на полотно з нульовою швидкістю, то в початковий момент вона набуває швидкості v_{Π} полотна, тоді стала інтегрування C при $t = 0$ становитиме $C = v_{\Pi}$.

Підставивши $C = v_{\Pi}$ у вираз для швидкості відносного руху, матимемо

$$u = v_{\Pi} = g \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} t. \quad (9.28)$$

Із рівняння (9.28) випливає, що при $\alpha \leq \varphi$ часточка переміщується вгору разом з полотном, а при $\alpha \geq \varphi$ відносна швидкість $u_{\text{в}}$ безперервно зростатиме.

Відносне переміщення x_0 часточки по полотну становить

$$x_0 = v_{\Pi} t = \frac{gt^2}{2} \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi}.$$

Часточка разом із полотном за час t переміщується на $x_{\Pi} = v_{\Pi} t$.

Отже, абсолютний рух часточки характеризуватиметься різницею:

$$x_{\text{а}} = x_0 - x_{\Pi}, \text{ або } x_{\text{а}} = \frac{gt^2}{2} \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi}. \quad (9.29)$$

Таким чином, переміщення часточки при абсолютному русі в часі змінюється за законом параболи. Швидкість полотна не впливає на переміщення часточки, що ковзає. Вгору часточки рухаються зі швидкістю полотна.

Для того щоб часточки вкладалися в один шар, потрібно забезпечити для часточок, які ковзають, умову

$$x_a = \frac{gt_1^2}{2} \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} \geq l,$$

де t_1 — час, упродовж якого часточка переміщується на довжину l .

Розв'язавши це рівняння, отримаємо

$$t_1 = \sqrt{\frac{2l \cos \varphi}{g \sin(\alpha - \varphi)}}. \quad (9.30)$$

Із виразу (9.30) видно, що чим більший кут α нахилу полотна, тим менший час t_1 , при цьому збільшується продуктивність машини.

Щоб тверді часточки не скочувалися вниз, відстань має бути $L_1 \geq x_a^1$. Частина робочої довжини L_2 від місця подачі до верхнього кінця також має бути більшою за величину x_a^1 , щоб уникнути потрапляння до верхньої фракції часточок з гладенькою поверхнею.

У полотених гірках ($L_1 + L_2$) має бути достатньою, щоб відокремити насіння, навіть з великою різницею коефіцієнтів тертя. Для очищення насіння буряків швидкість полотна беруть 0,65...0,85 м/с, кут α регулюють у межах 18...27°, оптимальну подачу на 1 м ширини полотна вибирають 0,028...0,03 кг/с.

9.7. Повітряні системи

Повітряні системи можуть бути як самостійними машинами, так і складовою зерноочисних машин. Вони відокремлюють легкі домішки із зернової суміші та сортують зерно. Робочими органами повітряних систем є вентилятори, сепарувальні канали, відстійні камери і пиловідокремлювачі.

Повітряні системи відрізняються:

- за напрямком повітряного потоку — з вертикальним і похилим потоком;
- за способом надходження повітря в канали — із всмоктувальним, нагнітальним і нагнітально-всмоктувальним потоками;
- за кількістю сепарувальних каналів — з одним або двома каналами;

• за способом циркуляції повітря — з розімкненим або замкненим циклом.

Системи із нагнітально-всмоктувальним потоком мають два вентилятори, з яких один нагнітає повітря, а другий всмоктує.

9.7.1. Робочий процес у вертикальному каналі з нагнітанням повітря

Такий потік поділяє зернову суміш на дві фракції: легку, яка піднімається по каналу вгору, і важку, яка надходить униз до виходу.

У вертикальному нагнітальному потоці на часточку масою m діють сила тяжіння G і сила опору повітря R (див. рис. 9.5).

Диференціальне рівняння руху часточки масою m матиме вигляд

$$m = \frac{du}{dt} - R + G = 0, \quad (9.31)$$

де u — швидкість руху тіла.

Ураховуючи (9.31), напишемо вираз для R :

$$R = \frac{G}{v_{\text{кр}}^2} (v_{\text{п}} - u)^2, \quad (9.32)$$

де $v_{\text{п}}$ — швидкість повітряного потоку; $v_{\text{кр}}$ — критична швидкість.

Після заміни R отримаємо

$$\frac{v_{\text{кр}}^2}{g} \frac{du}{(v_{\text{п}} - u)^2 - v_{\text{кр}}^2} = dt. \quad (9.33)$$

Якщо взяти $v_{\text{п}} - u = \omega$, то матимемо $dv_{\text{п}} = -d\omega$.

Після заміни рівняння (9.33) можна записати у вигляді

$$\frac{v_{\text{кр}}^2}{g} \left(-\frac{d\omega}{\omega^2 - v_{\text{кр}}^2} \right) dt. \quad (9.34)$$

Зінтегрувавши рівняння, отримаємо

$$-\frac{v_{\text{кр}}}{2g} \ln \frac{\omega - v_{\text{кр}}}{\omega + v_{\text{кр}}} = t + A_1,$$

або

$$-\frac{v_{\text{кр}}}{2g} \ln \frac{v_{\text{п}} - u - v_{\text{кр}}}{v_{\text{п}} - u + v_{\text{кр}}} = t + A_1,$$

де A_1 — стала інтегрування.

При $t = 0, u = 0$. Тоді

$$A_1 = -\frac{v_{кр}}{2g} \ln \frac{v_{п} - v_{кр}}{v_{п} + v_{кр}}.$$

Позначивши $v_{п} + v_{кр} = p; v_{п} - v_{кр} = c; \frac{2g}{v_{кр}} = \alpha$, отримаємо

$$\ln \frac{(c-u)p}{(p-u)c} = -\alpha t, \text{ або } \frac{(c-u)p}{(p-u)c} = e^{-\alpha t}. \quad (9.35)$$

Розв'язавши рівняння (9.35), дістанемо

$$u = p + \frac{p-c}{1 + \left(\frac{c}{p}\right) e^{-\alpha t}}. \quad (9.36)$$

Аналіз наведеної залежності показує, що швидкість $u = f(t)$ зростає по кривій OM (рис. 9.14) і асимптотично «наближається» до значення, яке визначається ординатою $C = v_{п} - v_{кр}$.

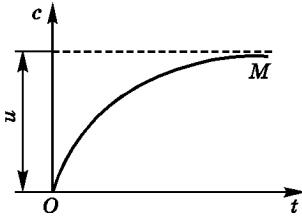


Рис. 9.14. Зміна швидкості руху часточки у вертикальному каналі залежно від часу польоту

Максимальна швидкість u_{\max} руху часточки визначатиметься різницею між швидкістю $v_{п}$ повітря і критичною швидкістю часточки $v_{кр}$:

$$u_{\max} = v_{п} - v_{кр}. \quad (9.37)$$

Робочу швидкість v_p вертикального повітряного потоку вибирають залежно від критичної швидкості компонентів, які входять у зернову суміш. Вона має бути більшою за критичну швидкість домішок і меншою від критичної швидкості основного зерна, тобто

$$v_{кр,дом} < v_p < v_{кр,зер}. \quad (9.38)$$

У сучасних зерноочисних машинах застосовують, як правило, два канали повітряного очищення. В першому відокремлюють легкі домішки і пил, а в другому — решту домішок і щупле зерно.

Швидкість повітряного потоку в першому каналі для очищення пшениці, жита, ячменю і вівса беруть 6,0...6,5 м/с, а в другому — 7...8 м/с.

9.7.2. Робочий процес похилого повітряного потоку

Похилий повітряний потік поділяє зернову суміш за принципом розсіювання траєкторій окремих часточок у напрямку швидкості повітряного потоку.

Схему роботи похилого повітряного каналу, в якому початкова швидкість зерна дорівнює нулю, показано на рис. 9.15. На зерно діють сила ваги зерна mg і сила дії повітряного потоку R , яка діє в напрямку швидкості потоку. Напрямок абсолютної швидкості зерна збігається з напрямком рівнодійної $\overline{mg} + \overline{R}$. Відхилення абсолютної швидкості на початку руху від вертикалі β .

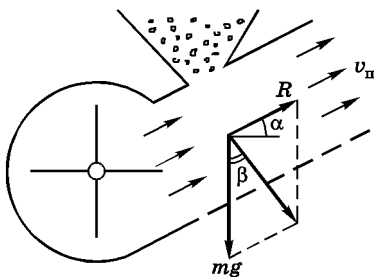


Рис. 9.15. Схеми роботи похилого повітряного каналу

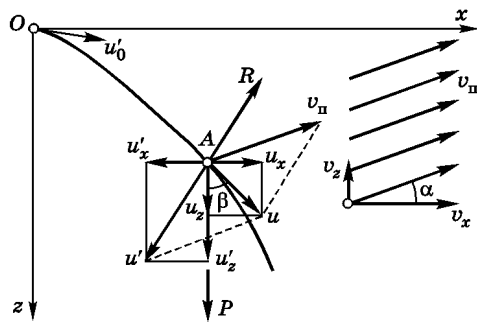


Рис. 9.16. Дія похилого повітряного потоку на часточки

Розглянемо випадок (рис. 9.16), коли зернова суміш потрапляє в повітряний потік з деякою початковою швидкістю u'_0 .

Зернова суміш розділяється повітряним потоком за умови, що вертикальна складова v_z швидкості повітряного потоку менша за критичну швидкість часточки $v_{кр}$, тобто $v_z < v_{кр}$.

Рух часточки в повітряному потоці залежить від багатьох чинників: від властивості компонентів, значення і рівномірності напору повітряного потоку, а також від швидкості, з якою часточка входить у повітряний потік.

Якщо вважати, що повітряний потік ламінарний, сталий за значенням і напрямком швидкості, то на часточку діють сила тяжіння $P = mg$ і сила діючого повітряного потоку R , спрямована в бік, протилежний відносній швидкості руху часточки.

Під дією цих сил часточка рухається в потоці по певній траєкторії, причому повний рух складається з переносного руху з потоком і відносно нього.

Нехай u'_x і u'_z — складові швидкості відносного руху в певній точці A траєкторії OA . Тоді проєкції швидкості абсолютного руху на осі

нерухомих координат x і z будуть:

$$u_x = v_x - u'_x; \quad u_z = u'_z - v_z,$$

де v_x і v_z — проекції швидкості повітряного потоку на осі x і z .

Значення проекцій v_x і v_z відносно однакові:

$$v_x = v_{\Pi} \cos \alpha; \quad v_z = v_{\Pi} \sin \alpha.$$

Відхилення швидкості абсолютного руху u від вертикалі визначається кутом β , значення якого знаходять за виразом

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{u_x}{u_z} = \frac{v_p \cos \alpha - u'_x}{u'_z - v_p \sin \alpha}. \quad (9.39)$$

У міру переміщення часточки відносна швидкість u' змінюється за значенням і напрямком, намагаючись досягти граничного значення, за якого вертикальна складова $u'_{z\text{гр}}$ досягає критичної швидкості $v_{\text{кр}}$ вертикального напрямку, тобто $u'_{z\text{гр}} \rightarrow v_{\text{кр}}$; $u'_x \rightarrow 0$.

Ураховуючи попередній вираз і підставивши в (9.39), отримаємо

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{гр}} = \frac{v_{\Pi} \cos \alpha}{v_{\text{кр}} - v_{\Pi} \sin \alpha}. \quad (9.40)$$

Для часточок, які надходять у повітряний потік, критична швидкість змінюється від $v_{\text{кр} \min}$ до $v_{\text{кр} \max}$. У цьому разі траєкторія часточок одної й тієї самої суміші будуть деяким пучком, який визначається кутами $\operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \min}$ і $\operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \max}$. Значення кутів знаходять за співвідношенням

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \min} = \frac{v_{\Pi} \cos \alpha}{v_{\text{кр} \max} - v_{\Pi} \sin \alpha};$$

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \max} = \frac{v_{\Pi} \cos \alpha}{v_{\text{кр} \min} - v_{\Pi} \sin \alpha}.$$

Розсіювання пучка траєкторії можна охарактеризувати різницею $\beta_{\text{гр} \min}$ і $\beta_{\text{гр} \max}$, яку визначають за виразом

$$\operatorname{tg} (\beta_{\text{гр} \max} - \beta_{\text{гр} \min}) = \frac{\operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \max} - \operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \min}}{1 + \operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \min} \operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \max}}.$$

Замінивши $\operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \min}$ і $\operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \max}$ відповідними співвідношеннями, матимемо

$$\begin{aligned} & \operatorname{tg}(\beta_{\text{гр max}} - \beta_{\text{гр min}}) = \\ & = \frac{v_{\text{п}} \cos \alpha (v_{\text{кр max}} - v_{\text{кр min}})}{v_{\text{кр max}} v_{\text{кр min}} - v_{\text{п}} \sin \alpha (v_{\text{кр max}} + v_{\text{кр min}}) + v_{\text{п}}^2}. \end{aligned} \quad (9.41)$$

Із виразу (9.41) випливає, що розсіювання траєкторії руху частинок залежить від різниці критичних швидкостей і від кута α напрямку швидкості $v_{\text{п}}$ повітряного потоку. Зі збільшенням різниці $v_{\text{кр max}} - v_{\text{кр min}}$ гранична критична швидкість розсіювання зростає. Зменшення кута α скорочує розсіювання. Горизонтальний потік ($\cos \alpha = 1$) зумовлює менше розсіювання, ніж похилий ($\cos \alpha < 1$).

Зміну $\operatorname{tg}(\beta_{\text{гр max}} - \beta_{\text{гр min}})$ залежно від швидкості $v_{\text{п}}$ повітряного потоку при $v_{\text{кр min}} = 8,5$ м/с, $v_{\text{кр max}} = 11,5$ м/с і різних значеннях кута $\alpha = 15, 20$ і 25° показано на рис. 9.17.

Із графіка випливає, що зі збільшенням швидкості $v_{\text{п}}$ розсіювання зростає до певного максимального значення, а потім спадає. Найбільше розсіювання буде тоді, коли похідна від $v_{\text{п}}$ функції $(\beta_{\text{гр max}} - \beta_{\text{гр min}})$ дорівнюватиме нулю, тобто

$$\frac{d \operatorname{tg}(\beta_{\text{гр max}} - \beta_{\text{гр min}})}{d v_{\text{п}}} = 0.$$

Здиференціювавши вираз (9.41), отримаємо, що максимальне розсіювання траєкторії руху часточок відповідатиме такій швидкості:

$$v_{\text{п max}} = \sqrt{v_{\text{кр max}} v_{\text{кр min}}}. \quad (9.42)$$

Отже, робоча швидкість похилого потоку $v_{\text{п,роб}} = v_{\text{п max}}$, при якому зернова суміш отримує найбільшу розсіюваність, дорівнює середній геометричній з крайніх значень критичних швидкостей. Найкращі результати роботи повітряного потоку при розділенні зернових сумішей, злакових культур отримують при куті нахилу до горизонту $18...30^\circ$ і швидкості потоку повітря в робочій камері $4,5...8,5$ м/с.

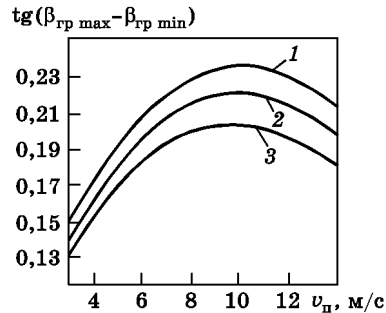


Рис. 9.17. Зміна функції $\operatorname{tg}(\beta_{\text{гр max}} - \beta_{\text{гр min}})$ залежно від швидкості повітряного потоку при куті нахилу:

1 — $\alpha = 25^\circ$; 2 — $\alpha = 20^\circ$; 3 — $\alpha = 15^\circ$

9.8. Теорія та розрахунок вентиляторів

9.8.1. Типи вентиляторів

Для створення повітряних потоків у сільськогосподарських машинах застосовують відцентрові, діаметральні, турбінні та осьові вентилятори. Вентилятори поділяють на три групи залежно від тиску, який вони створюють: низького ($H \leq 1$ кПа), середнього ($1 < H \leq 3$ кПа) і високого ($3 < H$).

Для створення повітряного потоку, потрібного для сепарації і очищення зернового вороху, застосовують вентилятори середнього тиску.

Основна ланка вентилятора — робоче колесо. Залежно від форми профілю розрізняють прямолінійні і криволінійні лопатки робочого колеса.

Найпоширенішими є вентилятори з плоскими радіальними і відігнутими назад лопатками. Вони створюють найбільший напір.

Криволінійні лопатки бувають відігнутими назад або вперед, останні забезпечують більший тиск.

Найбільше застосовують **відцентрові вентилятори**. В зерноочисних машинах використовують вентилятори з прямолінійними відігнутими назад лопатками. Колесо з такими лопатками створює напір низького або середнього тиску при великих витратах. Вентилятори виготовляють з круглим або спіральним перерізом кожухів.

Діаметральні вентилятори (рис. 9.18) складаються з робочого колеса 1 з криволінійними, загнутими в бік обертання лопатками, і корпусу 2, який охоплює колесо в зоні кута $\gamma_1 = 100 \dots 140^\circ$ і утворює вихідну горловину. В межах кута γ_2 робоче колесо відкрите.

Унаслідок обертання лопатки захоплюють повітря в зоні відкритої частини колеса (зона А) і проганяють його всередину колеса (зона В).

З цієї зони повітря під дією відцентрових сил нагнітається в зону С вихідного каналу. Отже, лопатки колеса двічі діють на повітря, надаючи потоку вищих та рівномірніших швидкостей у вихідному каналі порівняно з відцентровими вентиляторами. Діаметральні вентилятори за габаритними розмірами менші, ніж відцентрові, але вони більш енергоємні. Їх використовують у зерноочисних машинах для створення рівномірного потоку по ширині решіт.

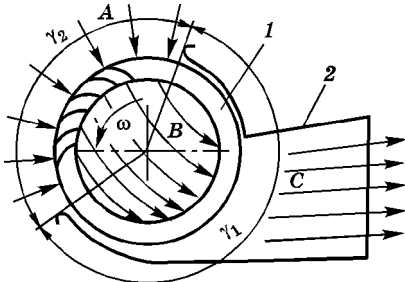


Рис. 9.18. Схема робочого процесу діаметрального вентилятора:

1 — робоче колесо; 2 — корпус; А — зона входу повітря; В — зона повітря всередині колеса; С — зона виходу повітря

Осьові вентилятори засмоктують і нагнітають повітря в напрямку осі обертання лопаток. Вони створюють менший тиск, ніж відцентрові й діаметральні, хоча падіння швидкості повітря при віддаленні від сопла менше. Осьові вентилятори застосовують, як правило, для провітрювання зерносховищ та інших приміщень.

Основними параметрами, які характеризують вентилятори, є витрата повітря Q , м³/с, і повний напір H , Па, що дорівнює сумі динамічного H_d і статичного $H_{ст}$ напорів.

9.8.2. Основне рівняння вентилятора

За основним рівнянням визначають теоретичний напір H_T . Розглянемо вентилятор із загнутою назад криволінійною лопаткою, яка має радіуси r_1 і r_2 (рис. 9.19).

Нехай часточка повітря масою m лежить у точці A на відстані r від центра обертання і переміщується з деякою абсолютною швидкістю C , напрямок якої визначається кутом β .

Кількість руху часточки повітря, що перемістилася за 1 с через точку A , дорівнюватиме mC , а момент кількості руху $M = mCr \sin \beta$.

Розклавши швидкість C на радіальну C_p і тангенціальну C_T складові, покажемо M у вигляді

$$M = mrC_T.$$

Отже, для входу (точка 1) і для виходу (точка 2) можна записати значення M_1 і M_2 :

$$M_1 = mr_1C_{T1}; \quad M_2 = mr_2C_{T2}.$$

Різниця $M_1 - M_2 = \Delta M$ є зміною кількості руху маси повітря під час проходження її через лопатки вентилятора.

У цьому разі повітря за кутової швидкості обертання ω робочого колеса вентилятора набуває енергію, що дорівнює $E = \omega \Delta M$, тобто

$$E = m\omega(r_2C_{T2} - r_1C_{T1}).$$

Позначивши $u_1 = \omega r_1$ і $u_2 = \omega r_2$, а також врахувавши, що

$$m = Q\rho_{п},$$

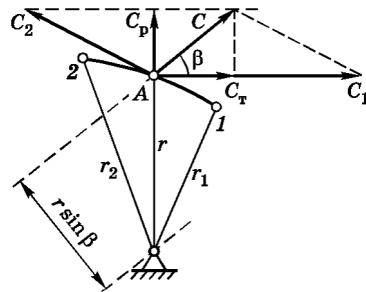


Рис. 9.19. Схема для виведення основних співвідношень роботи вентилятора

де $\rho_{\text{п}}$ — об'ємна вага повітря, можна записати вираз енергії E для об'єму повітря Q , м³:

$$E = Q\rho_{\text{п}}(u_2C_{T_2} - u_1C_{T_1}).$$

Теоретичний напір $H_{\text{т}}$ показує собою енергію 1 м³ і при цьому дорівнює

$$H_{\text{т}} = E/Q = \rho_{\text{п}}(u_2C_{T_2} - u_1C_{T_1}).$$

Отримане рівняння Ейлера і є основним рівнянням відцентрового вентилятора. Воно визначає теоретичний напір, створюваний вентилятором без урахування втрат на опір.

Застосовують три основні співвідношення параметрів роботи вентилятора.

1. Теоретичний напір, створюваний вентилятором, змінюється пропорційно частоті обертання робочого колеса n^2 , тобто

$$\frac{H_{\text{т}}}{n^2} = \text{const.}$$

Умовою, яка характеризує безперервність потоку повітря у вентиляторі, буде рівність

$$Q = 2\pi r_2 b C_{p_2},$$

де b — ширина лопатки.

2. Витрата повітря Q пропорційна частоті обертання робочого колеса, тобто

$$\frac{Q}{n} = \text{const.}$$

3. Енергія, якої набуває потік повітря, а отже, і витрата потужності на роботу пропорційні кубу частоти обертання вала вентилятора, тобто

$$\frac{E}{n^2} = \frac{N}{n^3} = \text{const.}$$

9.8.3. Вибір вентилятора

Вихідними даними для вибору вентилятора є швидкість $v_{\text{п}}$ на виході із горловини, витрата повітря $Q_{\text{п}}$, що подається в канал, і повний тиск, який має створити вентилятор.

Швидкість на виході із горловини вентилятора витримують такою, щоб вона перевищувала критичну швидкість v_{Π} тих компонентів маси, які потрібно видалити, тобто

$$v_{\Pi} = \alpha_{\Pi} v_{\text{кр}},$$

де α_{Π} — коефіцієнт перевищення швидкості.

Критична швидкість для зерна пшениці становить 8,9...11,5 м/с.

Рекомендовано такі значення α_{Π} : для соломи завдовжки до 200 мм — 1,1...1,7; полови — 1,9...3,7; збоїни — 2,5...5,0; обмолочених колосків — 1,5...3,0.

Витрати повітря Q_{Π} , що подається, або продуктивність вентилятора, беруть, виходячи з допустимої маси домішок, які видаляються одиницею маси повітря, за виразом:

$$Q_{\Pi} = m_{\Pi} / \lambda.$$

Масу m_{Π} розраховують за масою зерна m_z , яку пропускає очисник за 1 с, виходячи з такого виразу:

$$m_{\Pi} = \varepsilon m_z,$$

де ε — коефіцієнт, який визначає масову частку полови, яку потрібно видалити.

Коефіцієнт ε для комбайнового очищення становить від 0,2 до 0,25; для зерноочисних машин попереднього очищення — від 0,05 до 0,1; остаточного очищення — від 0,03 до 0,05.

Коефіцієнт концентрації $\lambda = 0,15...0,30$.

Повний тиск H знаходять за динамічним h_d і статичним $h_{\text{ст}}$ тиском, тобто

$$H = h_d + h_{\text{ст}}.$$

Динамічний тиск визначається кінетичною енергією одиниці об'єму повітря:

$$h_d = \rho_{\Pi} \frac{v_{\Pi}^2}{2}.$$

Статичний тиск визначається втратами у вентиляторі і дорівнює

$$h_{\text{ст}} = (1,5...3,0)h_d.$$

9.9. Основи теорії сушіння зерна

Сушіння зерна ґрунтується на принципі видалення вологи і перетворення її на пару і пов'язане з підведенням потоку теплоти до матеріалу для випаровування вологи. Залежно від способу передачі теплоти розрізняють такі способи теплового сушіння: радіаційний,

сорбційний, конвективний, кондуктивний (контактний), електричний (струмами високої частоти) і молекулярний (сублімація).

Радіаційний спосіб сушіння (природний) характеризується тим, що потік теплоти до вологого зерна підводиться у вигляді променевої енергії сонця. Найкраще здійснювати сушіння в сонячну погоду з вітром поблизу складських приміщень на ущільнених майданчиках або зі штучним покриттям. Зерно розстиляють шаром 10...15 см, на поверхні шару роблять борозенки в напрямку вітру.

Для сушіння зернового матеріалу (квасолі, сої, гороху, вики тощо), який не витримує сушіння або втрачає цінні властивості, використовують **сорбційний спосіб**, який передбачає змішування вологого зерна з вологопоглиначем (хлоридом кальцію, осиковими плашками, тирсою тощо) і витримують протягом певного часу. При цьому вологість всієї зернової маси вирівнюється. Вологопоглинач вибирають з таким розрахунком, щоб його було легко відокремити від висушеного зерна.

Конвективний спосіб сушіння є найпоширенішим. За такого способу теплота, потрібна для нагрівання матеріалу і випаровування з нього вологи, передається йому конвекцією від рухомого газоподібного теплоносія (нагрітого повітря або його суміші з газами продуктів згорання), який називають *агентом сушіння*. Агент сушіння не тільки передає теплоту матеріалу, а й поглинає і виносить випаровану з нього вологу.

9.9.1. Властивості зерна як об'єкта сушіння

Зерновий матеріал є капілярно-пористим колоїдним середовищем, в якому волога покриває (змочує) поверхню матеріалу, заповнює капіляри і проникає всередину речовини.

Вміст вологи (води і водяних парів) у матеріалі оцінюється відношенням її маси m_B до маси m_1 вологого матеріалу (відносна вологість $w = 100 m_B/m_1$, %) або до маси m_c абсолютно сухого матеріалу (абсолютна вологість $m_a = 100 m_B/m_c$, %).

Залежно від вологості злакових і бобових культур зерно поділяють на сухе ($w \leq 14$), середньої сухості ($14 \leq w \leq 16$), вологе ($16 \leq w \leq 18$) і сире ($w \leq 18$).

Термін безпечного зберігання залежить від вологості і температури матеріалу.

У процесі взаємодії з навколишнім середовищем капілярно-пористі колоїдні матеріали поглинають або віддають вологу. Матеріал може поглинати водяні пари з навколишніх газових середовищ або повітря до появи стану рівноваги.

Зміна вологості матеріалу залежно від часу сушіння. Сушіння — процес, параметри якого змінюються в часі. Щоб оцінити

характер перебігу процесу будують графіки (рис. 9.20) кривих: $u = f(\tau)$, яка показує залежність між вологовмістом матеріалу u і тривалістю процесу τ ; $du/d\tau = f(\tau)$, яка характеризує швидкість сушіння матеріалу, і $\theta = f(\tau)$, яка показує зміну температури матеріалу θ в процесі сушіння.

Установлено, що для капілярно-пористих колоїдних матеріалів у період сушіння спостерігається три характерних періоди.

За період OA матеріал нагрівається (період прогрівання), з його поверхні волога випаровується в навколишнє середовище. Температура матеріалу швидко підвищується до температури мокрого термометра (температури випаровування рідини), а швидкість сушіння досягає максимального значення.

За другий період AB (період сталої швидкості сушіння) вологовміст u (або вологість w) матеріалу змінюється по прямій. Швидкість сушіння $\frac{du}{d\tau}$ — похідна від вологовмісту u , яка визначається в кожній точці як тангенс кута нахилу дотичної до кривої сушіння $u = f(\tau)$, має максимальне значення і протягом усього другого періоду залишається незмінною. У цей період волога випаровується з поверхні матеріалу так само, як випаровується вода з відкритої поверхні, тобто вся теплота витрачається на випаровування вологи, а сам матеріал не нагрівається.

За третій період BC (період уповільнення швидкості сушіння) зона випаровування вологи поширюється вглиб матеріалу, внаслідок чого швидкість сушіння зменшується. При безперервному потоці теплота, яка надходить до матеріалу від теплоносія, зменшення інтенсивності випаровування вологи з поверхні і утворення зони випаровування зумовлюють підвищення температури нагрівання матеріалу і зменшення швидкості сушіння. Наприкінці третього періоду сушіння температура матеріалу вирівнюється з температурою навколишнього середовища, а криві вологовмісту і швидкості сушіння асимптотично наближаються: перша до рівноваги вологовмісту u_p , а друга — до нуля. При рівновазі вологовмісту сушіння зупиняють (швидкість сушіння дорівнює нулю).

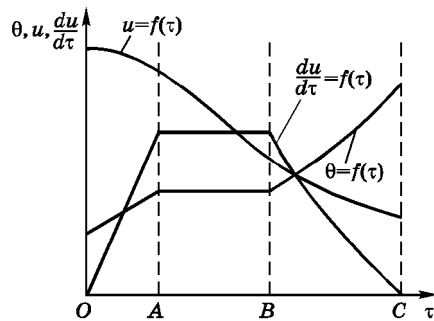


Рис. 9.20. Криві процесу сушіння зерна

9.9.2. Загальна схема процесу сушіння

Розглянемо схему роботи сушарки за конвективного способу сушіння. Сушарка складається з топки, сушильної і охолоджувальної камер (рис. 9.21).

Зовнішнє повітря температурою t_0 , відносною вологістю φ_0 , вологовмістом d_0 і ентальпією (тепловмістом) I_0 змішується в топці 1 з

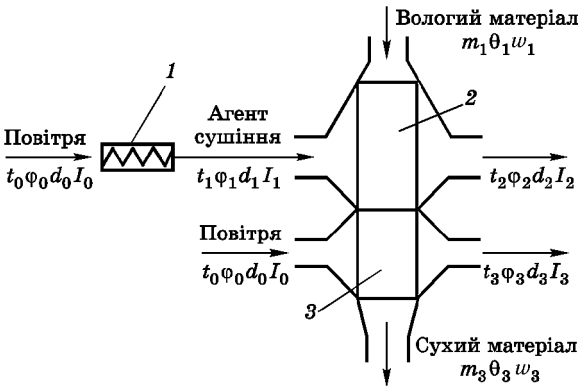


Рис. 9.21. Схема процесу сушіння і охолодження матеріалу:

1 — топка; 2 — сушильна камера;
3 — охолоджувальна камера

випаровується, в результаті чого відпрацьований агент сушіння виходить із сушильної камери з параметрами t_2 , φ_2 , d_2 і I_2 , а матеріал масою m_2 з температурою θ_2 і вологістю w_2 переходить в охолоджувальну камеру 3.

Атмосферне повітря, яке надходить в охолоджувальну камеру з параметрами t_0 , на виході з неї має параметри t_3 , φ_3 , d_3 і I_3 . Просушений і охолоджений матеріал масою m_3 виходить із сушарки з температурою θ_3 і вологістю w_3 .

Витрата агента сушіння. У процесі сушіння волога, яка випаровується з матеріалу, поглинається агентом сушіння, але загальна її кількість, що бере участь у процесі, залишається сталою. Отже, за сталого режиму сушіння кількість вологи, яка надійшла в сушильну камеру з матеріалом і агентом, дорівнює кількості вологи, що виїшла з камери:

$$m_1 w_1 / 100 + Q_1 d_1 / 1000 = m_2 w_2 / 100 + Q_2 d_2 / 1000,$$

де Q_1 і Q_2 — маса сухої газоповітряної суміші відповідно при вході в сушильну камеру і виході з неї.

Беручи до уваги, що маса сухої газоповітряної суміші залишається сталою ($Q_1 = Q_2 = Q = \text{const}$), після певних перетворень отримуємо

$$m_1 \frac{w_1}{100} - m_2 \frac{w_2}{100} = Q \frac{d_2 - d_1}{1000}.$$

Проте оскільки

$$m_1 w_1 / 100 - m_2 w_2 / 100 = m_B,$$

де m_B — маса видаленої вологи, тобто $m_B = m_1 - m_2$, то

$$Q = \frac{1000 m_B}{d_2 - d_1}.$$

Масова витрата сухої газоповітряної суміші на 1 кг випаровуваної вологи (питома витрата)

$$q = \frac{Q}{m_B} = \frac{1000}{d_2 - d_1}.$$

Слід зауважити, що подача в сушильну камеру недостатньої кількості сушильного агента зумовлює зниження продуктивності сушарки; надлишкова його кількість спричинює перевитрати енергії. Пов'язане з останнім підвищення швидкості агента сушіння може призвести до винесення із шахти зерна (при $v \geq 6$ м/с) та інших сипких матеріалів, а інколи до погіршення якості просушеного матеріалу.

9.9.3. Режим роботи і продуктивність сушарок

Режими сушіння зерна визначаються двома основними параметрами — температурою агента сушіння і тривалістю (експозицією) її дії на матеріал. Від значення цих параметрів залежить якість і ефективність сушіння.

Температура і експозиція визначають швидкість сушіння, а отже, і продуктивність сушарок.

Температурні режими сушарок. Температура теплоносія в шахтних і барабанних сушарках визначається культурою, яку висушують, і вихідною вологістю.

Значення максимальної температури теплоносія і експозиції сушіння окремих культур наведено в табл. 9.6.

Залежно від вихідної вологості насіння пропускають через сушарку 1 – 3 рази. Після кожного пропуску зерно рекомендується охолоджувати і витримувати до чергового пропуску 5...6 год. У процесі вилежування волога всередині зернівки перерозподіляється, переміщуючись із внутрішніх зон до поверхні.

Розділ 9

Таблиця 9.6. Режими сушіння насіння зернових культур (пшениці, жита, ячменю, вівса) у шахтних сушарках

Вихідна вологість насіння w_1 , %	Кількість пропусків через сушарку	Максимальна температура теплоносія, t_{\max} , °C	Експозиція сушіння, хв
18	1	70	36...38
20	1	65	42...46
26	1	60	31...33
	2	65	42...46
30	1	55	32...34
	2	60	33...35
	3	65	42...46

Для насіння зернових культур за один пропуск видаляється 6 % вологи, для зернобобових, круп'яних культур і кукурудзи — 3 %, для трав — 7...8 %.

При сушінні насіння бобових, круп'яних, кукурудзи та інших культур допустима температура теплоносія t_{di} може виражатися через температуру t_d такою формулою:

$$t_{di} = t_d - \Delta t',$$

де $\Delta t'$ — значення, на яке знижується температура теплоносія при сушінні насіння різних культур (для гречки, проса і кукурудзи $\Delta t' = 5$ °C, бобових $\Delta t' = 10$ °C).

У барабанних зерносушарках під час сушіння насіння температуру теплоносія встановлюють 110...130 °C.

Температуру теплоносія при сушінні продовольчого і фуражного зерна в сушарках шахтного типу збільшують в 1,7 – 2 рази порівняно з температурою сушіння насіння.

Пропускна здатність сушарок. Пропускна здатність сушарок дорівнює масі (в тоннах) матеріалу, вологість якого змінюється від w_1 до w_2 за 1 год. Маса продовольчого зерна (пшениці, вівса, ячменю, соняшнику), висушена за 1 год від 20 до 14 % вологості, дорівнює пропускній здатності $q_{o,n}$, вказаній у маркуванні зерносушарки. Так, для зерносушарки СЗС-8 маємо $q_{o,n} = 8$ т/год.

Якщо змінюється вид культури і вихідна вологість, то пропускна здатність може виражатися виразом

$$q_{oi} = \frac{q_{o,n} k_i}{k_w},$$

де k_i — коефіцієнт, який залежить від виду культури; k_w — коефіцієнт, який урахує початкову і кінцеву вологість матеріалу.

При сушінні насінневого зерна пропускна здатність дорівнює $0,6q_{o,n}$.

Розділ 10 ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

10.1. Фізико-механічні характеристики цукрових буряків як об'єкта збирання

Робота бурякозбиральних машин буде ефективною лише тоді, коли їхні робочі органи спроектовані та налагоджені на збирання з урахуванням основних масових, розмірних та фізико-механічних характеристик коренеплодів цукрових буряків. Незважаючи на наявність різних сортів цукрових буряків, характер їх природно-виробничих умов вирощування та ймовірну природу параметрів на момент збирання, є можливість визначити їхні основні фізико-механічні характеристики. Основні розмірні характеристики коренеплоду цукрових буряків, а також параметри його розміщення в ґрунті відносно поверхні показано на рис. 10.1, а. Як бачимо, він має

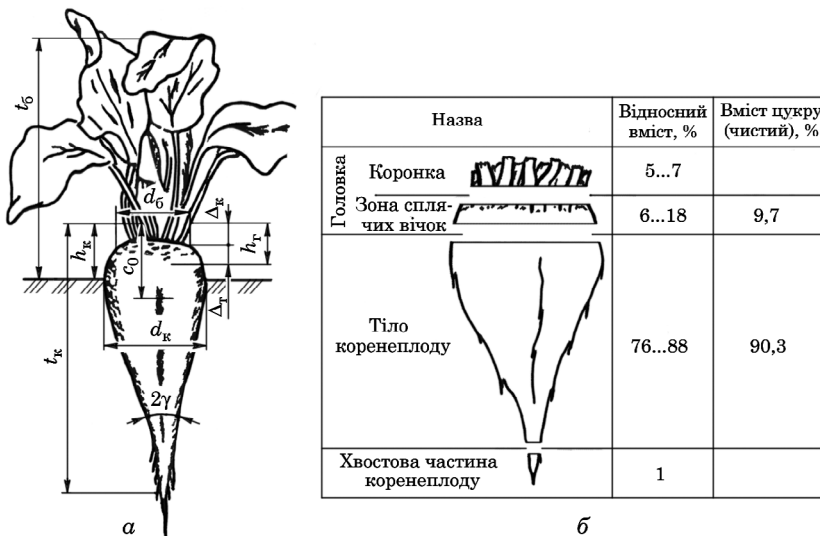


Рис. 10.1. Розмірні характеристики та відносний вміст маси і розподіл цукру в тілі коренеплоду цукрового буряку

конусоподібну форму, основна частина якого розміщена у ґрунті. Верхня частина тіла коренеплоду називається головою і розміщується, як правило, над рівнем поверхні ґрунту (в деяких випадках може бути нижче від рівня поверхні ґрунту — до 30 мм).

Основна маса цукру (понад 90 %) зосереджена в тілі коренеплоду. Розподіл маси коренеплоду між його частинами та вміст цукру в частинах коренеплоду цукрових буряків наведено на рис. 10.1, б.

Довжина всього тіла коренеплоду може досягати 1 м, але під час збирання його хвостова частина, як правило, обривається (на діаметрі 8...10 мм) і залишається у ґрунті, тому довжина коренеплоду фактично визначається параметром l_K . Листки гички, що виходять із головки коренеплоду, кількість яких може бути від 10 до 30 шт., утворюють пучок, який також (умовно) здебільшого сформований у вигляді конуса. Іноді на момент збирання листки гички, які розміщені переважно із зовнішнього боку конуса гички, полягають або зовсім висихають і також полягають.

За результатами численних спостережень, спеціальних вимірювань та на підставі опрацювання багаторічних статистичних даних у табл. 10.1 наведено середні розмірні та масові характеристики коренеплодів і гички цукрових буряків.

Таблиця 10.1. Розмірні та масові характеристики цукрових буряків

Показник	Значення показника	Показник	Значення показника
Довжина коренеплоду l_K , мм	230...280	Довжина стебел гички l_T , мм	300...400
Діаметр коренеплоду d_K , мм	67...122	Діаметр пучка гички d_T , мм	50...60
Маса коренеплоду Q_K , кг	0,3...1,6	Маса гички Q_T , кг	0,12...0,80
Кут конуса коренеплоду γ_K , град	9...19	Товщина зони коронки Δ_K , мм	13,2...16,2
Висота головки коренеплоду h_T , мм	10,4...32,4	Товщина зони «сплячих вічок» $\Delta_{C,B}$, мм	8,0...21,4
Висота над рівнем поверхні ґрунту h_K , мм	18,4...42,4	Маса коронки q_{KOP} , кг	0,05...0,09
Координати центра ваги C_0 , мм	90...100	Маса зони «сплячих вічок» $q_{C,B}$, кг	0,06...0,12

Основними характеристиками міцності коренеплодів та гички цукрових буряків є сила зв'язку коренеплодів з ґрунтом, щільність коренеплодів, гички та тимчасовий опір згину коренеплодів. Основні фізико-механічні характеристики коренеплодів цукрових буряків і гички наведено в табл. 10.2.

Таблиця 10.2. Фізико-механічні характеристики цукрових буряків

Показник	Значення показника
Щільність коренеплоду, кг/м ³	550...650
Щільність гички, кг/м ³	140...160
Тимчасовий опір згину коренеплоду, МПа:	
статичне навантаження	1,80
динамічне навантаження	1,15
Модуль пружності коренеплодів, МПа	18,40
Зусилля вилучення коренеплодів із ґрунту, Н	50...770
Зусилля відриву гички від головки коренеплоду, Н	50...650
Коефіцієнт тертя коренеплодів по сталі:	
статичний	0,50...0,70
динамічний	0,45...0,70
Питомий опір різанню коренеплодів, кН/м	3...6
Питомий опір різанню гички, кН/м	1...4
Кут природного схилу, град:	
у спокої	35...40
в русі	25...30
Коефіцієнт питомого опору гички, Н/мм	2,26...2,65
Коефіцієнт питомого опору коренеплодів, Н/мм	2,10...3,50
Робота викопування коренеплоду горизонтальною силою, Дж	17,80...25,30
Робота вилучення з ґрунту підкопаного коренеплоду, Дж	15,20
Опір черешків гички розриву, МПа:	
зовнішніх	0,94
внутрішніх	1,21
Робота руйнування зв'язків черешків гички з головкою коренеплодів при дотичному прикладенні сили, Дж	33,90
Сила опору коренеплодів зусиллю, Н:	
нахилу (до 10 °)	185...432
вилученню	227...522

Найважливішими характеристиками цукрових буряків є їхнє розміщення на буряковій плантації перед збиранням. Такі характеристики залежатимуть насамперед від сорту цукрових буряків, механізованої технології його вирощування, природно-кліматичних умов та деяких інших випадкових чинників. Так, у середньому вважається, що оптимальною густиною розміщення рослин цукрових буряків на буряковій плантації є 80...150 тис. шт./га.

Другою важливою характеристикою цукрових буряків є продуктивна форма тіла коренеплоду, яка визначається щільністю ґрунту навколо коренеплодів буряків. Так, якщо при механізованому вирощуванні цукрових буряків (унаслідок проведення оранки, сівби, догляду за сходами, міжрядного рихлення) щільність ґрунту становить 1,20...1,30 г/см³, то коренеплоди мають найпродуктивнішу конусоподібну форму (таку, яку зображено на рис. 10.1). За надмірної щільності ґрунту (1,32...1,70 г/см³) коренеплоди мають більш укорочену околу та бочкоподібну форму, їхні головки надмірно виступають над рівнем поверхні ґрунту. За недостатньої щільності (1,01 г/см³ і менше)

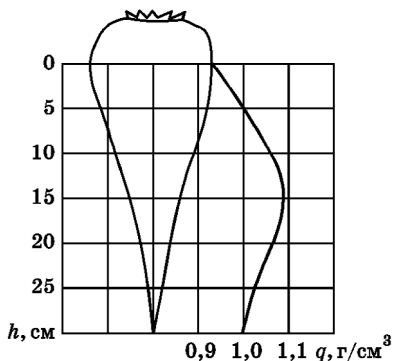


Рис. 10.2. Зміна щільності ґрунту навколо коренеплоду буряка по глибині

сівів (крок с). Ураховуючи те, що ця характеристика є цілком випадковою, вважають, що розміщення коренеплодів цукрових буряків у рядку з відстанню між їхніми центрами 0,16...0,23 м забезпечить оптимальну врожайність. У цьому разі на одному погонному метрі посівів цукрових буряків має бути 4 – 6 шт. коренеплодів. Саме така рівномірність розміщення коренеплодів буряків у рядку визначатиме інші характеристики коренеплодів буряків як об'єкта збирання: розміщення головок коренеплодів відносно рівня поверхні ґрунту (висота головок); розміри і форму головок; ступінь розвинення гички; загальні розміри коренеплодів тощо.

Відхилення коренеплодів цукрових буряків від умовної лінії рядка посівів у той чи інший бік, що істотно не впливає на якість збирання, становлять не більше ніж 0,02...0,04 м. У разі збільшення цього значення до 0,05 м і більше різко зростають втрати коренеплодів.

10.2. Основи розрахунку параметрів апаратів для зрізування гички та очищення головок коренеплодів

10.2.1. Апарати для зрізування гички

Агротехнічні особливості вирощування цукрових буряків, що забезпечують на момент збирання відстані між коренеплодами в рядку 18...35 см, створюють умови для відслідковування кожної головки коренеплодів та індивідуального відрізування з них гички. Проте складність пристроїв, що працюють за таким принципом збирання гички, потреба у точних регулюваннях механізмів індивідуаль-

коренеплоди цукрових буряків можуть мати нерозвинену, довільну форму. Зміну щільності ґрунту на глибині розміщення конусоподібного коренеплоду цукрових буряків наведено на рис. 10.2. Як бачимо, на глибині ходу в ґрунті більшості викопувальних робочих органів (0,06...0,10 м) щільність ґрунту навколо коренеплоду досягає майже максимальних значень.

Третьою важливою характеристикою розміщення коренеплодів цукрових буряків на буряковій плантації є відстань між двома сусідніми коренеплодами у рядку посівів

ного копіювання (що не завжди зручно при багаторядному варіанті гичкозбиральної машини) та порівняно невисока продуктивність (зумовлена обмеженням швидкості руху для забезпечення як якості копіювання, так і зрізування гички) призвели до того, що цей принцип не розвивається і широко не застосовується у світі (особливо найгірші показники він має при високорозвиненій, високоврожайній гичці). Незважаючи на багаторазові спроби застосування електронних, оптичних та інших приладів, які б здійснювали індивідуальне копіювання головок коренеплодів буряків, цей принцип послідовно був замінений на принцип масового зрізування гички з коренеплодів на корені.

Основні вимоги до роботи апаратів для зрізування гички з головок коренеплодів цукрових буряків та пов'язані з цим втрати коренеплодів показано на рис. 10.3. Тут також показано середні втрати коренеплодів при обламуванні їхніх частин (розміри втрат показано для коренеплоду, який має середню масу 0,8...1,0 кг і довжину 19,0...22,0 см).

Розглянемо елементи теорії роботи дискового гичкорізального апарата, схему якого наведено на рис. 10.4. Як бачимо зі схеми апарата, якість обрізування гички з головок коренеплодів, розміщених у рядку, визначається як параметрами самого ножа, так і параметрами копіра, який переміщуватиметься по різних за висотою головках коренеплодів буряків.

Аналітично визначимо основні геометричні параметри цього апарата під час його руху з низько розміщеного коренеплоду на вище розміщений, а також навпаки. Складемо схему такого переміщення, на якій позначимо основні геометричні параметри коренеплодів буряків та гичкорізального апарата (рис. 10.5). На схемі позначено: s — відстані між сусідніми коренеплодами; H_1 і H_2 — висота розміщення відповідно низького та високого коренеплодів над рівнем поверхні ґрунту; d_1 і d_2 — відповідні діаметри частини, що зрізується, низького та високого коренеплодів; δ — довжина горизонтальної полиці копіра; e і h — відповідно горизонтальний і вертикальний зазори між кінцем копіра та кінцем леза дискового ножа.

Для визначення кута нахилу копіра α_k розглянемо перший випадок (рис. 10.5, *a*). Як бачимо, за малого значення цього кута, при переході з низько розміщеного коренеплоду 1 на вищий 2, можливі зламування коренеплоду 2, оскільки ніж підніметься в разі ще не закінченого зрізу попереднього коренеплоду 1 (цей випадок на першій схемі показано штриховою лінією). Якщо кут α_k збільшити (на схемі показано суцільною лінією), то відбудеться повне зрізування низько розміщеного коренеплоду 1, і з геометричних міркувань можна визначити цей кут:

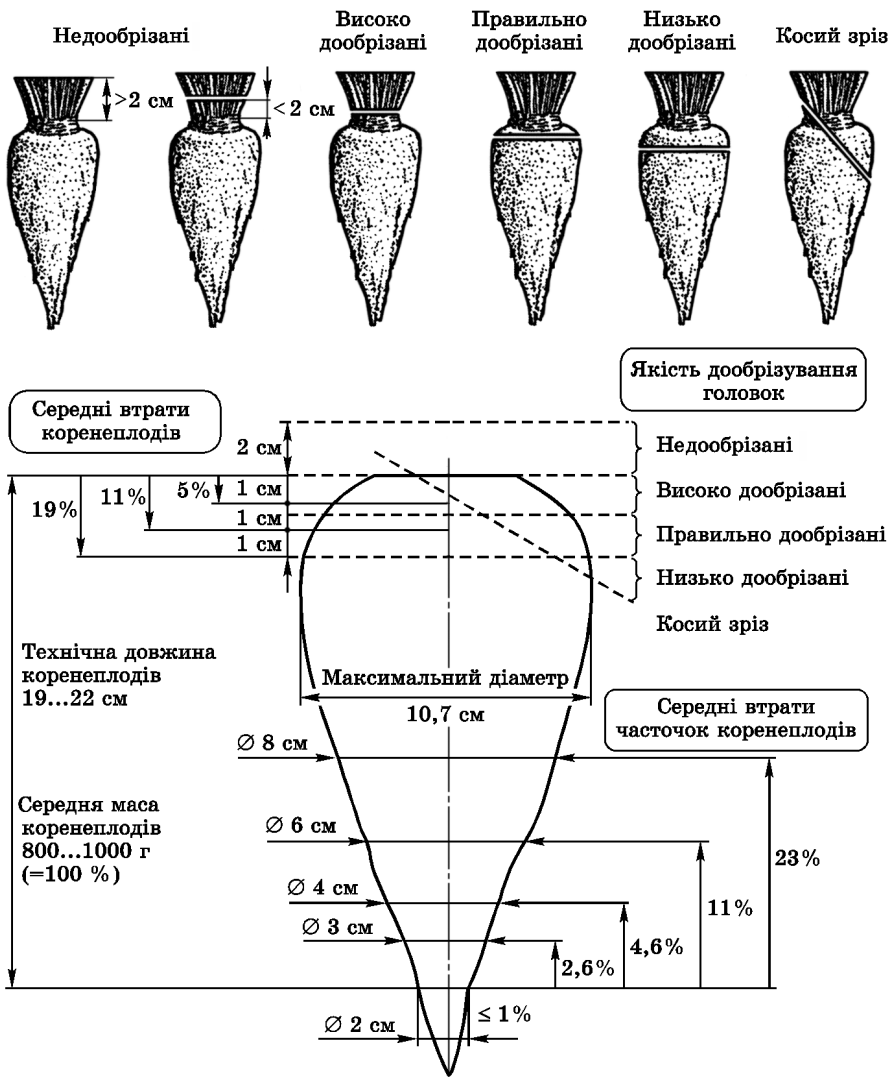
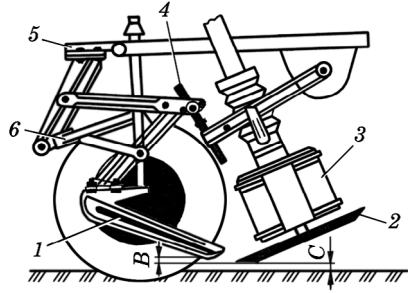


Рис. 10.3. Втрати коренеплодів при обрізуванні гички та обламуванні їхніх частин

Рис. 10.4. Дісковий гичкорізальний апарат:

1 — гребінчастий копір; 2 — дисковий ніж; 3 — бітер; 4 — гвинтова тяга; 5 — рухома рама; 6 — підвіска з навантажувальною пружиною



$$\operatorname{ctg} \alpha_{\kappa} = \frac{c - \left(\frac{d_1}{2} + e + \delta \right)}{H_2 - H_1}, \quad (10.1)$$

звідки

$$c = \frac{d_1}{2} + e + \delta + (H_2 - H_1) \operatorname{ctg} \alpha_{\kappa}. \quad (10.2)$$

Якщо врахувати середню відстань c між коренеплодами в рядку, то якісне обрізування головок коренеплодів відбудеться за умови

$$c \geq \frac{d_1}{2} + \delta + e + [H_2 - H_1] \operatorname{ctg} \alpha_{\kappa}, \quad (10.3)$$

або

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\kappa} \leq \frac{c - \left(\frac{d_1}{2} + e + \delta \right)}{H_2 - H_1}, \quad (10.4)$$

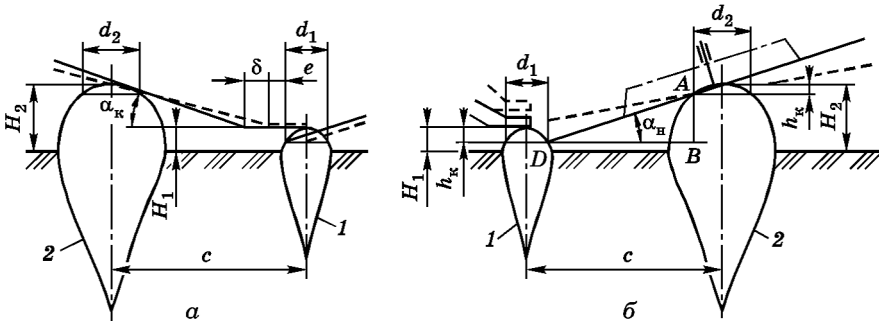


Рис. 10.5. Схема взаємодії дискового гичкорізального апарата з головками коренеплодів

звідки

$$\alpha_{\kappa} \geq \operatorname{arccctg} \left[\frac{c - \left(\frac{d_1}{2} + e + \delta \right)}{H_2 - H_1} \right]. \quad (10.5)$$

Отже, щоб забезпечити якісне обрізування коренеплодів, слід кут α_{κ} вибирати якомога більшим. Проте у цьому разі збільшується ймовірність вибивання копіром коренеплодів буряків із ґрунту. З урахуванням середніх значень геометричних параметрів коренеплодів цукрових буряків і дискових гичкорізальних апаратів оптимальним значенням кута α_{κ} слід вважати 15...20°.

Для визначення кута нахилу дискового ножа $\alpha_{\text{н}}$ розглянемо схему, коли після зрізування високо розміщеного коренеплоду 2 на діаметрі d_2 копір опускається на низько розміщений коренеплід 1, а дисковий ніж ковзає по зрізаній поверхні коренеплоду 2, опираючись на нього в точці A (рис. 10.5, б).

Як бачимо зі схеми, якщо кут $\alpha_{\text{н}}$ буде дуже малим, то дисковий ніж не дасть можливості копіру опуститися до рівня головки коренеплоду 1, або зріз коренеплоду 1 буде дуже високий (цей випадок на другій схемі показано штриховою лінією). Щоб запобігти цьому, кут $\alpha_{\text{н}}$ слід брати якомога більшим. Проте це також збільшує ймовірність сколювання коренеплодів.

Визначимо мінімальне значення кута $\alpha_{\text{н}}$ за умови, коли копір контактує з коренеплодом 1, а дисковий ніж, тильним боком спираючись на зрізану частину коренеплоду 2 в точці A , кінцем леза торкається коренеплоду 1 в точці D (на другій схемі — це суцільні лінії). На схемі покажемо трикутник ABD , з якого

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{н}} = \frac{AB}{BD}. \quad (10.6)$$

Визначимо складові виразу (10.6). Як бачимо зі схеми, вертикальна координата точки A дорівнюватиме $A = H_2 - h_{\kappa}$, точки B — $B = H_1 - h_{\kappa}$. Тоді:

$$AB = (H_2 - h_{\kappa}) - (H_1 - h_{\kappa}) = H_2 - H_1 \quad (10.7)$$

та

$$BD = c - \left(\frac{d_2 + d_1}{2} \right). \quad (10.8)$$

Якщо підставити (10.7) та (10.8) у (10.6), то мінімальне значення

кута α_H дорівнюватиме

$$\alpha_{H\min} = \arctg \frac{H_2 - H_1}{c - \frac{d_2 + d_1}{2}}. \quad (10.9)$$

Якщо використати середні числові значення цих параметрів, то кут нахилу дискового ножа α_H дорівнюватиме $15...20^\circ$. Причому навмисне збільшення значення цього кута сприятиме більш повному переведенню зрізаної маси гички на приймальний конвеєр, хоча при цьому поверхня зрізу головки коренеплоду буде нерівною, збільшуються також умови вивертання коренеплодів буряків із ґрунту.

Щоб отримати рівну, плоску поверхню зрізу головок коренеплодів, зменшити зусилля зрізу, потрібно діаметри дискових ножів D брати якомога більшими. Однак, якщо врахувати значення міжрядь посівів цукрових буряків (45 см), необхідний зазор між двома сусідніми ножами, то діаметр дискового ножа не повинен перевищувати 420 мм.

Для обґрунтування інших параметрів дискового гичкорізального апарата складемо схему взаємодії дискового ножа з головкою коренеплоду (рис. 10.6).

Нижня поверхня дискового ножа не повинна торкатися головок коренеплодів, з яких уже зрізана гичка. Тому, для того щоб цього не сталося, коли ніж після обрізування високого коренеплоду опускається на нижчий, знизу в центрі ножа роблять впадину. Якість обрізування головок коренеплодів значною мірою залежить від геометрії леза ножа. Як бачимо з рис. 10.6, зі зменшенням переднього кута різання β зменшується можливість відколів частин головок коренеплодів при зрізуванні. Проте в цьому разі збільшується зношування леза і його затуплення. Задній кут різання γ має бути додатним, але наближатися до нуля. Ширина робочої кромки E повинна бути не меншою, ніж діаметр зрізаної частини головки коренеплоду d_c .

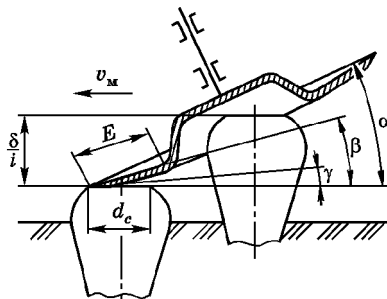


Рис. 10.6. Схема до визначення параметрів дискового гичкорізального апарата

Отже, крім зазначених раніше ($D = 420$ мм, $\alpha = 15...20^\circ$), інші параметри дискового гичкорізального апарата мають дорівнювати $\beta = 12^\circ$, $\gamma = 3^\circ$, $E = 60$ мм.

Щоб визначити ефективне копіювання головок коренеплодів пасивним копіром, складемо схему такої взаємодії (рис. 10.7), вра-

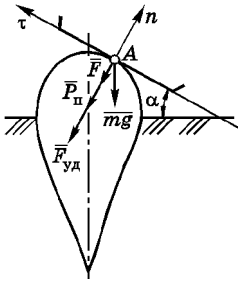


Рис. 10.7. Схема взаємодії пасивного копіра з коренеплодом

ховуючи всі сили, що передаються від рухомих частин гичкорізального апарата до головки коренеплоду в точці А.

Тоді робочу швидкість v_p , за якої здійснюватиметься ефективна робота гичкорізального апарата, визначимо за аналітичним виразом

$$v_p = \sqrt{\frac{10 - P_{II} \sin \alpha - F \sin \alpha}{6m(1 + \varepsilon) \sin^2 \alpha}}, \quad (10.10)$$

де P_{II} — сила, яка примусово притискує копір до головки коренеплоду (сила притискання, яка створюється пружинним механізмом); F — сила тертя в механізмах навіски; m — зведена маса рухомих частин копіювального механізму; ε — коефіцієнт відновлення при ударі копіра об головку коренеплоду; α — кут нахилу пасивного копіра.

Якщо у формулу (10.10) підставити значення величин, які в неї входять, то можна визначити поступальну швидкість руху, за якої здійснюватиметься ефективна робота гичкорізального апарата.

Якщо швидкість v_p вважати заданою, то з виразу (10.10) можна визначити кут нахилу копіра α . Розв'язавши квадратне рівняння (10.10) відносно невідомого $\sin \alpha$, отримаємо

$$\sin \alpha = \frac{-(P_{II} + F) + \sqrt{(P_{II} + F)^2 + 240m(1 + \varepsilon)v_p^2}}{12m(1 + \varepsilon)v_p^2}, \quad (10.11)$$

тоді

$$\alpha = \arcsin \frac{-(P_{II} + F) + \sqrt{(P_{II} + F)^2 + 240m(1 + \varepsilon)v_p^2}}{12m(1 + \varepsilon)v_p^2}. \quad (10.12)$$

Таким чином, аналітично знайдено умови, за якими можна визначити оптимальні кінематичні й конструктивні параметри копіювального механізму гичкорізального апарата. Для використання цих рівнянь потрібно знати зведену масу m , коефіцієнт відновлення при ударі копіра об головку коренеплоду буряка ε , та зусилля P_{II} і F , які залежать від конкретної конструкторської розробки.

Для прикладу здійснимо розрахунок виразу (10.12) за таких значень параметрів, які в нього входять: $P_{II} = 98$ Н, $F = 18$ Н, $m = 18$ кг,

$\varepsilon = 0,72$. Ураховуючи, що $0 < \alpha < \frac{\pi}{2}$, отримаємо проміжок $0 < \alpha < 1,006$ рад або $0 < \alpha < 57,667^\circ$, на якому існують дійсні значення v_p . Отриману залежність наведено на рис. 10.8, на якому значення кута α подано в радіанах. Щоб визначити його значення в градусах, потрібно значення в радіанах помножити на $\frac{180}{\pi}$.

Як бачимо з графіка (рис. 10.8), ефективне копювання головок коренеплодів відбувається, наприклад, при швидкості руху гичкорізального апарата 2 м/с, якщо кут нахилу гребінчастого копіра становить 0,3 рад (або 17°).

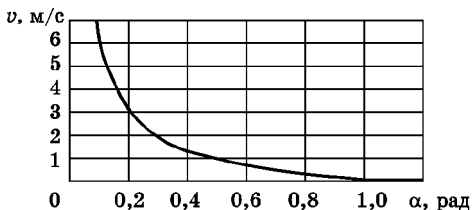


Рис. 10.8. Залежність кута нахилу копіра від швидкості руху

Тепер розглянемо взаємодію активного копіра з головою коренеплоду. Вважати-мемо, що циліндричний копір радіусом R , який вільно обертається навколо осі O_1 (або приводиться в обертальний рух), під час руху (поступального переміщення «справа–наліво» зі швидкістю \bar{v}_n і обертання з кутовою швидкістю ω) найжджає на головку коренеплоду, розміщеного (фактично жорстко закріпленого) у ґрунті (рис. 10.9). При цьому головка коренеплоду апроксимується півкулею радіусом r і виступає над рівнем поверхні ґрунту на висоті h . Центр півкулі головки позначено точкою O , а вісь копіра — O_1 .

Сила притискання пружини \bar{P} , що забезпечить безвідривний рух копіра по всій поверхні головки коренеплоду, можна визначити за такою залежністю:

$$\begin{aligned}
 P = m \left[-g - \frac{[\sigma_{ст}]}{[\sigma_{д}]} \frac{v_n^2 \cos^2 \alpha}{\rho} \left(\frac{f \sin \alpha}{\alpha^2} + \frac{\sin \alpha}{\alpha} - \frac{f \cos \alpha}{\alpha} \right) + \right. \\
 \left. + \frac{v_n^2 \cos \alpha}{\rho} + \frac{v_n^2 \sin \alpha}{\alpha \rho} - \frac{v_n^2 \sin^3 \alpha}{3\alpha \rho} \right] - \frac{S \sin \alpha}{\alpha^2} + \\
 + \frac{[\sigma_{ст}]}{[\sigma_{д}]} T \sin(\alpha - \beta) \left(\frac{f \sin \alpha}{\alpha^2} + \frac{\sin \alpha}{\alpha} - \frac{f \cos \alpha}{\alpha} \right) + \\
 \left. + T \sin \beta + \frac{S \cos \alpha}{\alpha}, \right. \quad (10.13)
 \end{aligned}$$

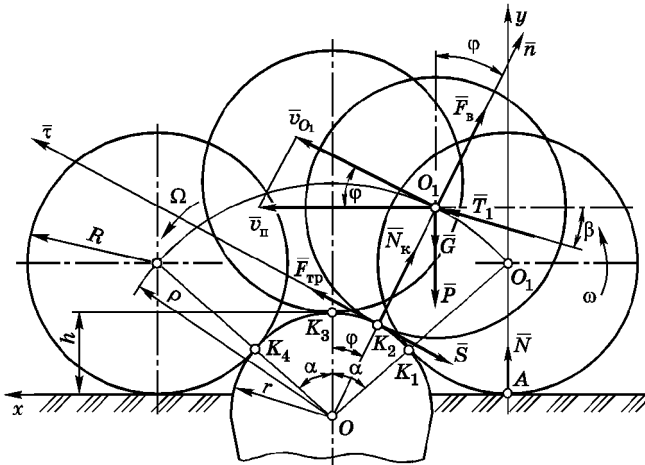


Рис. 10.9. Еквівалентна схема руху дискового копіра по поверхні головки коренеплоду

де m — маса копіра; $v_{\text{п}}$ — швидкість поступального руху; f — коефіцієнт тертя ковзання поверхні копіра по поверхні головки коренеплоду; $[\sigma_{\text{ст}}]$ і $[\sigma_{\text{д}}]$ — допустиме відповідно статичне і динамічне напруження для коренеплодів буряків; \bar{T}_1 — сила тяги; \bar{S} — колове зусилля на активному копірі; α , β — кути нахилу, які залежать від конкретної конструкції копіювального пристрою.

Оскільки сила \bar{P} визначається з умови невідірвності, то це є та максимально допустима сила притискання копіра до головки коренеплоду, при якій буде забезпечене ефективне копіювання головки коренеплоду без її пошкодження.

Застосування масового зрізування гички крім безумовних переваг, таких як простота конструкції пристроїв, які його здійснюють, та висока продуктивність роботи, має й істотні недоліки. Так, відсутність індивідуального підходу до обрізування гички з кожного коренеплоду призводить до того, що з одних коренеплодів неякісно зрізується гичка (для коренеплодів, розміщених низько або нижче від поверхні ґрунту), а з других (для коренеплодів, які виступають над рівнем поверхні ґрунту) навпаки — відрізається і видаляється значна маса головки коренеплоду. Гичка, зрізана апаратами масового зрізування, які мають горизонтальну вісь обертання, не завжди придатна для подальшого використання, оскільки вона занадто подрібнена (через повторні зрізи). Ці апарати в процесі роботи можуть захоплювати частини ґрунту та пил, що також погіршує якість зрі-

заної маси гички. Використання таких гичкорізальних апаратів зі значною шириною захвату також знижує якість їх роботи, оскільки при цьому значно погіршується копіювання поверхні ґрунту, особливо в поперечному напрямку. Фактично в межах ширини захвату копіюється тільки середній рівень поверхні ґрунту (тобто рівень, який визначається нерівностями поверхні двох міжрядь), а не сама поверхня, утворена головками коренеплодів.

Найпоширенішим гичкорізальним апаратом масового зрізування є апарат роторного барабана з горизонтальною віссю обертання, яка під час роботи перпендикулярна до осі рядка коренеплодів. Він обладнаний шарнірно встановленими зрізальними ножами, які здійснюють обертання у вертикальних площинах.

Розглянемо робочий процес такого гичкорізального апарата (рис. 10.10). Нехай барабан радіуса r обертається з кутовою швидкістю ω навколо осі, яка поступально рухається в горизонтальному напрямку зі швидкістю $v_{\text{п}}$. Рух ножів буде зустрічно-обертальним. Найважливішим при цьому є встановлення траєкторії руху кінців ножів барабана, які знаходяться на радіусах R , під час їх обертання навколо осі барабана при поступальному переміщенні гичкозбиральної машини.

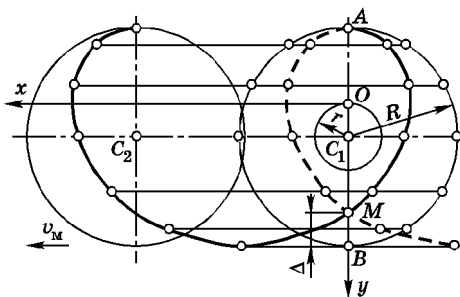


Рис. 10.10. Траєкторія руху ножів роторного гичкорізального апарата

Нехай ротор із положення 1 перемістився в положення 2 (тобто центр барабана C_1 зайняв положення C_2). Відслідкуємо траєкторію руху одного з ножів ротора, який шарнірно закріплено в точці O і має кінець — точку A . Із точкою O зв'яжемо плоску прямокутну систему координат xOy . Кінці лез ножів барабана (у тому числі і точка A) в абсолютному русі переміщуються по видовжених циклоїдах, які у цій системі координат матимуть такі параметри:

$$\left. \begin{aligned} x &= r(\omega t - v \sin \omega t); \\ y &= r(1 - v \cos \omega t), \end{aligned} \right\} \quad (10.14)$$

де $v = \frac{R}{r}$ — відношення радіуса кінця леза до радіуса барабана; r — радіус барабана, м; R — радіус кінців лез ножів ротора, м; ω — кутова швидкість ротора, с^{-1} .

Як бачимо з траєкторії руху точки A , нерівномірність зрізування гички Δ відповідає довжині відрізка BM на схемі, яку можна визначити таким співвідношенням:

$$\Delta = R + r - OM. \tag{10.15}$$

Відрізок OM є ординатою вузлової точки M при $x = 0$, тобто

$$OM = r(1 - v \cos \omega t_0), \tag{10.16}$$

де ωt_0 — найменший додатний корінь трансцендентного рівняння

$$\frac{\omega t_0}{v} = \sin \omega t_0. \tag{10.17}$$

Корені рівняння (10.17), крім очевидного $\omega t = 0$, можна визначити графічно. Вони відповідають точкам перетину прямих $\frac{\omega t}{v}$ із синусоїдою $y = \sin \omega t$.

Отже, рівняння (10.15) остаточно можна записати у такому вигляді

$$\Delta = R(1 + \cos \omega t_0). \tag{10.18}$$

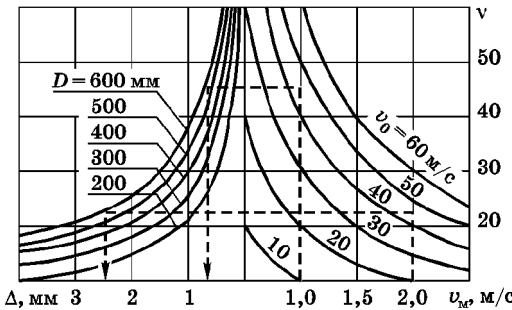


Рис. 10.11. Номограма для визначення параметрів роторних гичкорізальних апаратів

поступальною швидкістю $v_m = 2,0$ м/с і колова швидкість кінців його ножів дорівнює $v_0 = 44,7$ м/с, то при діаметрі ротора $D = 570$ мм нерівномірність зрізу становитиме 2,7 мм.

Таким чином, гичкорізальні апарати роторного типу за досить високої швидкості різання мають незначну нерівномірність висоти зрізу, яка визначається траєкторією руху кінців ножів.

Теоретичні розрахунки швидкості різання гички цукрових буряків гичкорізальними апаратами роторного типу можна вважати аналогічними розрахункам відносно косарок з ротаційним різальним апаратом. Тобто дійсну колову швидкість ротора визначають за умови, що лінійна колова швидкість кінців ножів має бути більшою, ніж критична швидкість, яка потрібна для зрізування пучків (стебел) гички, що вільно стоять. Отже,

$$v = \frac{\pi n R}{30} > v_{\text{п}}, \quad (10.19)$$

звідки

$$n > \frac{30v_{\text{п}}}{\pi R}. \quad (10.20)$$

Подальшим удосконаленням принципу масового збирання гички є третій, комбінований принцип, який фактично поєднує перші два принципи. Так, за такого принципу поетапно зрізують гичку з головок коренеплодів, причому на першому етапі здійснюється масове зрізування гички апаратами, що забезпечують занадто високий зріз. Після цього апарати з механізмами копіювання обрізують головки коренеплодів (або дообрізки пасивного типу відрізують головки) і, нарешті, щітками остаточно доочищають головку коренеплоду від залишків гички.

10.2.2. Очисники головок коренеплодів цукрових буряків на корені

Основними вимогами до конструктивних і кінематичних параметрів роботи очисників головок коренеплодів від залишків гички є забезпечення при поступальному русі вздовж рядків посівів цукрових буряків контакту з якомога більшою площею сферичної (або подібної до неї) поверхні головки коренеплоду очисних елементів, які тим чи іншим способом здійснюватимуть виділення залишків з цієї поверхні.

За конструктивними ознаками практично всі очисники головок коренеплодів на корені поділяють на очисники з горизонтальною та вертикальною осями обертання очисних елементів. Як очисні елементи широко застосовують гнучкі лопати (гумові або інші еластичні елементи), щітки з дроту, петлі (гнучкі та жорсткі), металеві кільця, ланцюги, барабани спеціальної форми, диски з зубчастою або іншою фігурною поверхнею тощо. При цьому очисники з горизонтальною віссю обертання очисних елементів можуть здійснювати поступальний рух уздовж рядка коренеплодів, якщо їхня вісь обертання спрямована у напрямку рядка або перпендикулярно до рядка коренеплодів.

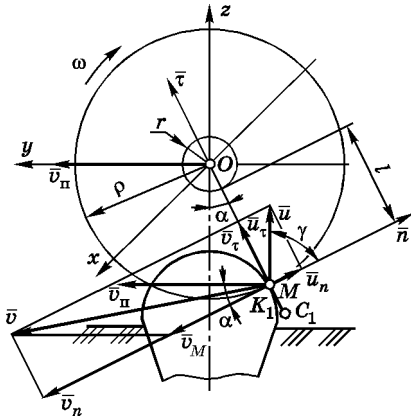


Рис. 10.12. Схема швидкостей при ударному контакті гнучкої очисної лопаті (бича) з головою коренеплоду

Розглянемо випадок, коли площина обертання бичів очисника розміщена чітко вздовж рядка коренеплодів (це саме той випадок, коли умовна вісь бича збігатиметься з віссю коренеплоду). У цьому разі схема швидкостей і силової взаємодії бича з головою коренеплоду буде плоскою (рис. 10.12).

Виберемо нерухому систему координат $xOyz$, початок якої проходить через вісь обертання бича, тобто вісь x збігається з горизонтальною віссю привідного вала. Вісь Oy цієї системи координат напрямлена вздовж рядка коренеплодів, а вісь z — вертикально вгору.

Схему швидкостей до удару бича по головці коренеплоду і після цього удару показано на рис. 10.12. Ще раз підкреслимо, що в цьому разі площина обертання бича збігається з площиною yOz , а вісь вала O розміщена вздовж осі Ox .

Під дією поступального руху очисника вздовж рядка коренеплодів та обертального руху бича навколо осі Ox відбувається ударний контакт бича з головою. Процес очищення головки коренеплоду від залишків гички умовно поділимо на дві фази:

- 1 — фаза зустрічі бича з головою коренеплоду;
- 2 — фаза подальшого руху бича по головці коренеплоду.

Очевидно, що під час зустрічі бича з головою коренеплоду (фаза 1) спочатку відбувається удар бича по певній частині головки. Позначимо через M точку на бичі, яка в момент удару збігається з точкою K_1 контакту бича з головою коренеплоду. Вважатимемо, що ударний імпульс \bar{S} буде напрямлений уздовж нормалі \bar{n} до головки коренеплоду, проведеної через точку контакту K_1 . При цьому швидкість \bar{v} точки M бича до удару становитиме

$$\bar{v} = \bar{v}_\pi + \bar{v}_M, \tag{10.21}$$

де \bar{v}_π — швидкість поступального руху очисника вздовж рядка коренеплодів (переносна швидкість бича); \bar{v}_M — колова швидкість точки M бича при обертанні навколо осі Ox (відносна швидкість точки M).

Колова швидкість v_M точки M

$$v_M = \omega r = \omega(r + l). \quad (10.22)$$

Вектор \bar{v}_M буде напрямлений по дотичній до кола радіуса ρ , яке зображено на рис. 10.12.

Оскільки удар відбувається по спільній нормалі \bar{n} до сферичної головки коренеплоду та бича, а спільною нормаллю є дотична до кола радіуса ρ , то вектор \bar{v}_M буде напрямлений уздовж нормалі \bar{n} (тобто фактично по радіусу сферичної головки коренеплоду).

Окремо зобразимо схему сил, які діють на головку коренеплоду під час удару в точці контакту K_1 (рис. 10.13). Це такі сили: $\bar{F}_{уд}$ — ударна сила, яка виникає в процесі удару і спрямована вздовж нормалі \bar{n} до поверхні головки коренеплоду; \bar{G} — сила ваги бича; \bar{F}_B — відцентрова сила інерції, що виникає при обертанні бича навколо осі Ox (ця сила спрямована вздовж бича і сприяє випрямленню бича по прямій уздовж радіуса ρ обертання точки M навколо осі Ox).

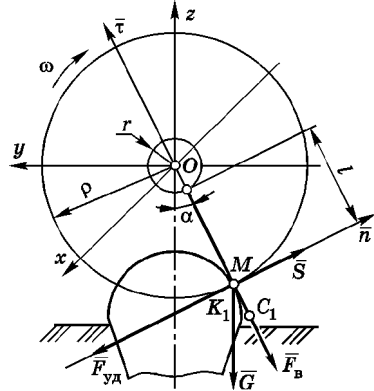


Рис. 10.13. Схема сил, які діють у точці контакту бича з головою коренеплоду

Абсолютну швидкість u точки M після удару, кут відхилення γ вектора \bar{u} від нормалі \bar{n} та ударний імпульс \bar{S} можна визначити за такими залежностями:

$$\gamma = \text{arccctg} \left[\frac{(v_H \cos \alpha + \omega \rho) \varepsilon}{v_H \sin \alpha} \right]; \quad (10.23)$$

$$u = \sqrt{v_H^2 \sin^2 \alpha + (v_H \cos \alpha + \omega \rho)^2 \varepsilon^2}; \quad (10.24)$$

$$S = m(1 + \varepsilon)(v_H \cos \alpha + \omega \rho). \quad (10.25)$$

Після першої фази (зустрічі бича з головою коренеплоду, або удару бича по головці коренеплоду) настає друга фаза — фаза руху бича по головці коренеплоду, під час якої і відбувається основний процес зчісування залишків з його головки. Для аналітичного описання цього процесу потрібно скласти диференціальні рівняння

руху точки K (ця точка належить коренеплоду) контакту бича з поверхнею головки коренеплоду.

Слід зауважити, що схема силової взаємодії в точці контакту K під час руху бича по поверхні головки коренеплоду відрізнятиметься від схеми силової взаємодії, що відбувається під час удару бича по головці коренеплоду, оскільки при цьому у зазначеній точці діятиме інша система сил.

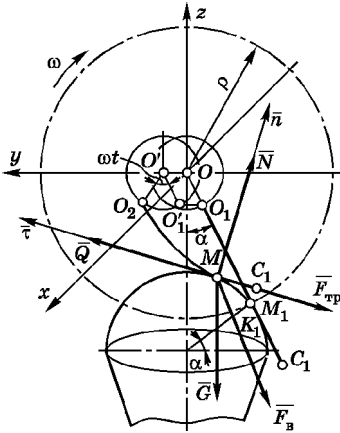


Рис. 10.14. Силова взаємодія бича з головою коренеплоду в процесі зчісування залишків гички

Зобразимо силову взаємодію бича з головою коренеплоду при виконанні основного процесу зчісування залишків, тобто під час руху бича по поверхні головки коренеплоду (рис. 10.14). В точці контакту K діятимуть такі сили: \vec{F}_v — відцентрова сила інерції, напрямлена вздовж радіуса OK обертання бича навколо осі O ; \vec{G} — сила ваги бича, спрямована вертикально вниз; \vec{N} — нормальна реакція взаємодії бича з головою коренеплоду, напрямлена вздовж нормалі \vec{n} до головки коренеплоду, яка проведена через дане положення точки контакту; \vec{F}_{tr} — сила тертя, що виникає під час руху бича по головці коренеплоду і напрямлена в бік, протилежний напрямку вектора абсолютної швидкості точки M бича, яка збігається з точкою контакту K ; \vec{Q} — сила зчісування залишків гички з поверхні головки коренеплоду, спрямована в бік вектора абсолютної швидкості точки M бича.

Обчислимо значення цих сил. Відцентрова сила інерції \vec{F}_v у кожній точці контакту K наближено залишається сталою за значенням та напрямком і становить

$$F_v \approx t\omega^2\rho. \tag{10.26}$$

При цьому масу бича t вважатимемо зосередженою на його робочій частині бича. Відцентрова сила інерції, яка виникає від обертання маси бича ближче до осі підвісу O_1 , зумовлює натяг бича і зрівноважується реакцією в шарнірі O_1 .

Деформація згину бича виникає внаслідок притискання бича в точці контакту K силами інерції \vec{F}_v і ваги бича \vec{G} під дією тягової

сили \bar{P} поступального руху очисника та обертального моменту бича $M_{об}$.

Сила деформації згину дорівнюватиме силі зчісування \bar{Q} . Отже, сила \bar{P} поступального руху очисника та обертальний момент бича $M_{об}$ є складовими сили \bar{Q} , тому їх на рис. 10.14 не зображено.

Сила тертя, як відомо, дорівнює

$$F_{тр} = fN, \quad (10.27)$$

де f — коефіцієнт тертя поверхні бича по поверхні головки корене-плоду; N — нормальна реакція в точці контакту K бича з головкою корене-плоду.

Таким чином, диференціальне рівняння руху точки контакту K по головці корене-плоду у векторній формі матиме такий вигляд:

$$m\bar{a} = \bar{F}_B + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_{тр} + \bar{Q}, \quad (10.28)$$

де \bar{a} — абсолютне прискорення руху точки контакту K по головці корене-плоду; m — маса бича.

Оскільки в цьому разі маємо плоску систему сил, розміщену в площині yOz , то диференціальне рівняння руху зводиться до системи двох диференціальних рівнянь другого порядку такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= F_{By} + G_y + N_y + F_{тp,y} + Q_y; \\ m\ddot{z} &= F_{Bz} + G_z + N_z + F_{тp,z} + Q_z, \end{aligned} \right\} \quad (10.29)$$

де F_{By} , G_y , N_y , $F_{тp,y}$, Q_y — проекції векторів відповідно сил \bar{F}_B , \bar{G} , \bar{N} , $\bar{F}_{тp}$, \bar{Q} на вісь Oy ; F_{Bz} , G_z , N_z , $F_{тp,z}$, Q_z — проекції відповідно векторів згаданих сил на вісь Oz .

Ураховуючи значення проекцій векторів сил, що входять у систему диференціальних рівнянь (10.29), та вирази (10.26) і (10.27), наведена система набуває такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\omega^2\rho\sin\alpha + N\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ y, \bar{N} \end{smallmatrix}\right) - fN\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ y, \bar{v} \end{smallmatrix}\right) + Q\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ y, \bar{v} \end{smallmatrix}\right); \\ m\ddot{z} &= -m\omega^2\rho\cos\alpha - mg + N\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ z, \bar{N} \end{smallmatrix}\right) - fN\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ z, \bar{v} \end{smallmatrix}\right) + Q\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ z, \bar{v} \end{smallmatrix}\right), \end{aligned} \right\} \quad (10.30)$$

де $\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ y, \bar{N} \end{smallmatrix}\right)$, $\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ z, \bar{N} \end{smallmatrix}\right)$ — напрямні косинуси вектора сили \bar{N} відповідно до осей Oy і Oz ; $\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ y, \bar{v} \end{smallmatrix}\right)$, $\cos\left(\begin{smallmatrix} \square \\ z, \bar{v} \end{smallmatrix}\right)$ — напрямні косинуси

вектора швидкості \bar{v} руху відповідно точки контакту K по головці коренеплоду до осей Oy і Oz ; \dot{y} , \dot{z} — проекції вектора швидкості \bar{v} відповідно на осі координат Oy та Oz .

Відомо, що ці напрямні косинуси дорівнюють

$$\begin{aligned} \cos\left(\bar{y}, \bar{N}\right) &= \frac{\partial f}{\partial y} \frac{1}{\Delta f}; \quad \cos\left(\bar{z}, \bar{N}\right) = \frac{\partial f}{\partial z} \frac{1}{\Delta f}; \\ \cos\left(\bar{y}, \bar{v}\right) &= \frac{\dot{y}}{v}; \quad \cos\left(\bar{z}, \bar{v}\right) = \frac{\dot{z}}{v}, \end{aligned} \tag{10.31}$$

де $f(y, z) = 0$ — рівняння в'язі (поверхні, по якій рухається матеріальна точка); Δf — модуль градієнта функції $f(y, z)$; v — модуль вектора швидкості точки.

Оскільки спочатку було прийнято, що головка коренеплоду має сферичну форму, то рівнянням в'язі є сфера, що має таке рівняння:

$$f(x, y, z) = x^2 + y^2 + z^2 - R^2 = 0, \tag{10.32}$$

де R — радіус сферичної головки коренеплоду.

Для площини yOz $x = 0$, тому рівняння сфери (10.32) переходить у рівняння кола

$$f(y, z) = y^2 + z^2 - R^2 = 0. \tag{10.33}$$

Модуль градієнта функції та модуль швидкості дорівнюватимуть

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2}; \tag{10.34}$$

$$v = \sqrt{\dot{y}^2 + \dot{z}^2}. \tag{10.35}$$

Підставимо (10.31) у (10.30) та додамо до системи диференціальних рівнянь (10.30) рівняння в'язі (10.33) і отримаємо таку систему диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \frac{N}{\Delta f} \frac{\partial f}{\partial y} - fN \frac{\dot{y}}{v} + Q \frac{\dot{y}}{v}; \\ m\ddot{z} &= -m\omega^2 \rho \cos \alpha - mg + \frac{N}{\Delta f} \frac{\partial f}{\partial z} - fN \frac{\dot{z}}{v} + Q \frac{\dot{z}}{v}; \\ y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \tag{10.36}$$

Обчисливши частинні похідні та градієнт функції, які входять у систему рівнянь (10.36), матимемо

$$\frac{\partial f}{\partial y} = 2y; \quad \frac{\partial f}{\partial z} = 2z. \quad (10.37)$$

Тоді згідно з (10.34)

$$\Delta f = \sqrt{(2y)^2 + (2z)^2} = 2R. \quad (10.38)$$

Підставимо вирази (10.37) і (10.38) у (10.36). Тоді система диференціальних рівнянь (10.36) набуває такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \frac{y}{R} N - fN \frac{\dot{y}}{v} + Q \frac{\dot{y}}{v}; \\ m\ddot{z} &= -m\omega^2 \rho \cos \alpha - mg + \frac{z}{R} N - fN \frac{\dot{z}}{v} + Q \frac{\dot{z}}{v}; \\ y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (10.39)$$

Система рівнянь (10.39) є системою трьох рівнянь з трьома невідомими y , z і N . Тому вона є визначеною і має єдиний розв'язок.

Якщо гнучку очисну лопать встановлено на вертикальному приводному валу (рис. 10.15), то силу зчісування P залишків гички з головок коренеплодів можна визначити, враховуючи властивості матеріалу, з якого її виконано. Сила зчісування P виражається такими проекціями на осі координат:

$$P_x = \frac{GJ\Theta}{lb} \sin \omega t; \quad (10.40)$$

$$P_y = \frac{3EJy(l)}{l^3} + \frac{GJ_{\kappa}\Theta}{lb} \cos \omega t, \quad (10.41)$$

де EJ — жорсткість лопаті; y — прогин лопаті; b — ширина лопаті; Θ — кут закручування лопаті.

Враховувши значення (10.40) і (10.41) для проекцій сили зчісування, отримаємо систему диференціальних рівнянь руху точки контакту лопаті і головки коренеплоду:

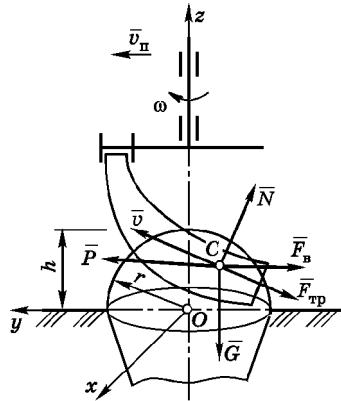


Рис. 10.15. Еквівалентна схема взаємодії очисної лопаті, встановленої на вертикальному приводному валу, з головою коренеплоду

$$\begin{aligned}
m\ddot{x} = & \frac{GJ_{\kappa}\Theta}{lb} \sin \omega t - \left[\frac{x}{r} - f_T \frac{\sqrt{r^2 - x^2 - y^2} \dot{x}}{\sqrt{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)(r^2 - x^2 - y^2) + (x\dot{x} + y\dot{y})^2}} \right] \times \\
& \times \left[\frac{GJ_{\kappa}\Theta}{lb} x \sin \omega t + \left(\frac{3EJy(l)}{l^3} + \frac{GJ_{\kappa}\Theta}{lb} \cos \omega t \right) y + m\dot{x}^2 + m\dot{y}^2 + \right. \\
& \left. + \frac{m(x\dot{x} + y\dot{y})^2}{r^2 - x^2 - y^2} + m\omega^2 R(x \cos \omega t - y \sin \omega t) - mg\sqrt{r^2 - x^2 - y^2} \right] \times \\
& \times \frac{1}{r} + m\omega^2 R \cos \omega t; \\
m\ddot{y} = & \frac{3EJy(l)}{l^3} + \frac{GJ_{\kappa}\Theta}{lb} \cos \omega t - \\
& - \left[\frac{y}{r} - f_T \frac{\sqrt{r^2 - x^2 - y^2} \dot{y}}{\sqrt{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)(r^2 - x^2 - y^2) + (x\dot{x} + y\dot{y})^2}} \right] \times \\
& \times \left[\frac{GJ_{\kappa}\Theta}{lb} x \sin \omega t + \left(\frac{3EJy(l)}{l^3} + \frac{GJ_{\kappa}\Theta}{lb} \cos \omega t \right) y + m\dot{x}^2 + m\dot{y}^2 + \right. \\
& \left. + \frac{m(x\dot{x} + y\dot{y})^2}{r^2 - x^2 - y^2} + m\omega^2 R(x \cos \omega t - y \sin \omega t) - mg\sqrt{r^2 - x^2 - y^2} \right] \times \\
& \times \frac{1}{r} - m\omega^2 R \sin \omega t,
\end{aligned} \tag{10.42}$$

де m — маса очисної лопаті; f_T — коефіцієнт тертя лопаті по поверхні головки коренеплоду; ω — кутова швидкість обертання привідного вала очисника; R — радіус точки контакту C відносно осі обертання.

10.3. Типи та основні параметри викопувальних робочих органів

Викопувальні робочі органи для коренеплодів цукрових буряків здійснюють викопування вирізуванням (руйнуванням) шару ґрунту разом із коренеплодами (навколо коренеплодів), їх захопленням і передаванням на очисні та транспортувальні робочі органи.

Отже, робочий процес викопування коренеплодів передбачає, як мінімум, дві послідовні операції — руйнування ґрунту і створення для коренеплодів потрібного зусилля вилучення.

Основні розрахунки викопувальних робочих органів зводяться до визначення геометричних параметрів елементів для руйнування ґрунту і (або одночасно) елементів, які створюють для різних за розмірами та формою коренеплодів зусилля вилучення.

У загальному випадку вилучення коренеплодів буряків із ґрунту забезпечуватиметься за таких умов. Покажемо, які сили діятимуть на коренеплід буряка при його вилученні з ґрунту. Складемо схему знаходження коренеплоду буряка в ґрунті (рис. 10.16). Віднесемо тіло коренеплоду до системи координат xOz і позначимо сили, що діють на нього в процесі вилучення: \vec{P}_B — сила вилучення; \vec{P} — сила опору, яку можна розкласти на \vec{P}_z — силу опору вертикальному переміщенню і \vec{P}_x — силу опору горизонтальному переміщенню. Оскільки вилучення коренеплоду відбудеться при поступальному переміщенні викопувального робочого органа в напрямку осі x (при поступальному русі коренезбиральної машини), то сила вилучення \vec{P}_B відхилиться від вертикалі на кут δ .

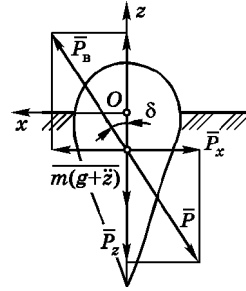


Рис. 10.16. Схема сил, які діють на коренеплід буряка при вилученні його з ґрунту

У проекціях на осі x, y система диференціальних рівнянь руху коренеплоду при вилученні з ґрунту матиме такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= P_B \sin \delta - P_x; \\ m\ddot{z} &= P_B \cos \delta - mg - P_z. \end{aligned} \right\} \quad (10.43)$$

Якщо проаналізувати друге рівняння системи (10.43), то вилучення коренеплоду буряка з ґрунту відбудеться за такої умови:

$$P_B \geq \frac{P_z}{\cos \delta} + \frac{m(g + \ddot{z})}{\cos \delta}. \quad (10.44)$$

Якщо в перше рівняння замість сили опору горизонтальному переміщенню P_x підставити його допустиме значення $[P_x]$, то отримаємо значення сили вилучення коренеплоду буряка з ґрунту за умови його непошкодження:

$$P_B \leq \frac{[P_x]}{\sin \delta} + \frac{m\ddot{x}}{\sin \delta}. \quad (10.45)$$

Отже, вирази (10.44) і (10.45) у загальному випадку є аналітичними умовами вилучення коренеплоду буряка з ґрунту без пошкодження.

10.3.1. Лемішні викопувальні робочі органи

Лемішними викопувальними робочими органами є два симетрично розміщені лемеші, встановлені під певними кутами один до одного та до напрямку руху.

Розглянемо схему лемішного викопувального робочого органа (копача) у вигляді двох спарених тригранних клинів (рис. 10.17).

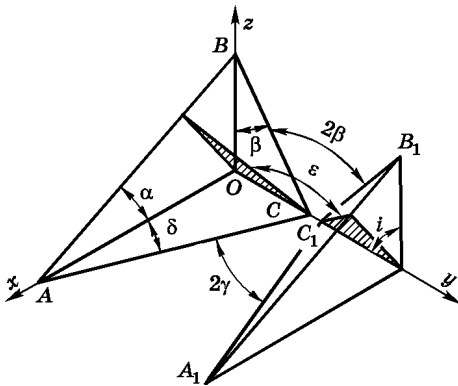


Рис. 10.17. Схема лемішного викопувального робочого органа

Під час руху по рядку коренеплодів буряків клини руйнують шар ґрунту, який разом із коренеплодами проходить крізь звужене русло копача, утворене внутрішніми поверхнями клинів. Оскільки клини встановлені під певними кутами, то взаємодія шару ґрунту разом із коренеплодом буряка з боковими поверхнями клинів при їх поступальному русі відбувається таким чином, що шар ґрунту стискається з боків і деформується. Для коренеплодів буряків у разі подальшого їх руху між

робочими поверхнями, що звужуються, створюються відповідні зусилля вилучення з ґрунту.

Позначимо точками A, B, C і A_1, B_1, C_1 вершини кутів, що утворюють внутрішні площини клинів, або робочі русла лемішного копача. Робочу поверхню тригранного клина віднесемо до просторової системи координат $xOyz$ таким чином, щоб вісь x збігалася з напрямком переміщення клина, а вісь z спрямовувалася вертикально вгору. Лінії перетину площин клина з координатними площинами AB, BC і AC утворюють відповідні кути α, β і γ .

Якщо здійснити переріз клинів горизонтальною площиною, то кут 2γ — кут атаки; поперечно-вертикальною площиною, то 2β — кут розхилу; поздовжньо-вертикальною площиною, то α — кут різання. У цілому значення цих кутів визначають якість виконання

технологічного процесу викопування коренеплодів буряків з ґрунту. Двогранний кут ε між площинами ABC і $A_1B_1C_1$ — це кут максимального розкриття робочої поверхні копача, а i — кут відхилення від вертикалі площини максимального розкриття.

Між цими кутами існують певні співвідношення:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \operatorname{tg} \frac{\varepsilon}{2} \cos i; \\ \operatorname{tg} \gamma &= \operatorname{tg} \frac{\varepsilon}{2} \cos i; \\ \operatorname{tg} \alpha &= \operatorname{tg} i = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \beta}. \end{aligned} \quad (10.46)$$

Дослідженнями встановлено, що оптимальні значення цих кутів становлять: $\beta = 50 \dots 55^\circ$, $\gamma = 14 \dots 15^\circ$ і $\alpha = 10 \dots 15^\circ$.

Процес взаємодії робочих поверхонь лемішного копача з ґрунтом подібний до роботи двогранного клина, який було розглянуто раніше. Маючи кут різання α , часточки ґрунту рухаються по прямих, паралельних прямим AB і A_1B_1 . Якщо коефіцієнт тертя ґрунту по робочій поверхні двогранного клина дорівнює f , то для лемішного копача це буде його зведене значення:

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\varepsilon}{2}}. \quad (10.47)$$

Задня частина лемішного копача містить зазор CC_1 , величина якого має враховувати мінімальні діаметри коренеплодів буряків (особливо їхніх хвостових частин, які мають проходити крізь цей зазор без пошкодження) і становить 30...40 мм. Довжина робочого русла копача має бути не меншою за l , де

$$l \geq (CC_1) \operatorname{ctg} \gamma. \quad (10.48)$$

Відстань між носками лемешів AA_1 беруть якомога меншою, оскільки вона визначає ширину ґрунту, яка підкопується, а тому фактично визначає кількість ґрунту, що подаватиметься в машину разом із коренеплодами буряків. Проте ця відстань зумовлює ймовірність пошкодження коренеплодів у разі їх відхилення від осової лінії рядка, ускладнює водіння коренезбиральної машини по рядках буряків тощо.

Розрахункова відстань між носками лемешів має становити

$$AA_1 = d_k + 2\Delta_0 + 2m, \quad (10.49)$$

де d_k — максимальний діаметр коренеплоду цукрового буряка; $\Delta_0 = 60$ мм — допустиме зміщення коренеплоду від осі рядка; m — ймовірне відхилення копача від осі рядка, зумовлене точністю водіння.

Максимальне розкриття лемешів, тобто відстань AA_1 , має бути 180...220 мм.

Характер деформації ґрунту під час роботи лемішних копачів визначається такими чинниками, як значення кута різання α , властивості ґрунту тощо. Причому цілком очевидно, що при збільшенні цього кута збільшується деформація ґрунту. Проте збільшення кута α призводить також до зростання горизонтальних переміщень ґрунтових частин, які можуть спричинити зламування коренеплодів буряків під час їх викопування. Тому граничне значення кута різання для лемішних копачів визначають за таким співвідношенням:

$$\alpha_{\max} = 45^\circ - \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{f}{\sin \frac{\varepsilon}{2}}. \quad (10.50)$$

У разі збільшення кута різання α понад це значення зменшується вертикальний рух частин ґрунту і різко збільшуються горизонтальні переміщення, що призводить до втрат і пошкоджень коренеплодів буряків під час збирання.

Глибина ходу лемішних копачів у ґрунті має становити 110...120 мм.

Розглянемо взаємодію коренеплоду з поверхнями лемешів у звуженому руслі копача і складемо диференціальні рівняння руху коренеплоду при безпосередньому вилученні

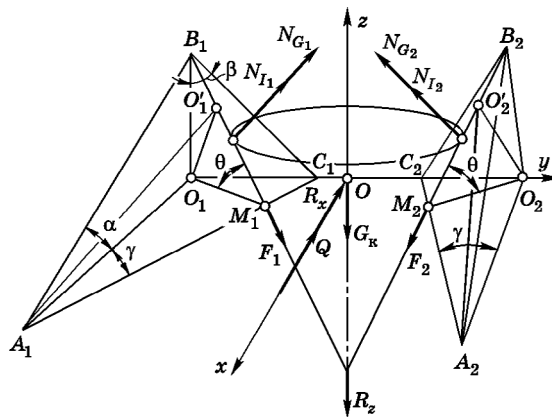


Рис. 10.18. Силова взаємодія коренеплоду з клинами лемішного копача

з ґрунту. При цьому сили взаємодії коренеплоду з робочими поверхнями клинів будуть подібними до сил взаємодії шару ґрунту з робочими поверхнями клинів. Тому вважатимемо ці сили однаковими, а отже, вилучення коренеплодів із ґрунту здійснюватиметься під дією сил, зображених на рис. 10.18.

Складемо диференціальне рівняння руху коренеплоду. У векторній формі воно має такий вигляд:

$$m\bar{a} = \bar{N}_{G_1} + \bar{N}_{G_2} + \bar{N}_{I_1} + \bar{N}_{I_2} + \bar{Q} + \bar{R}_x + \bar{R}_z + \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{G}_K, \quad (10.51)$$

де m — маса коренеплоду; \bar{a} — прискорення вилучення коренеплоду з ґрунту; \bar{R}_x , \bar{R}_z — відповідно горизонтальна і вертикальна складові сили опору \bar{R} зчеплення коренеплоду з ґрунтом; \bar{F}_1 , \bar{F}_2 — сумарні сили тертя, які виникають під час руху коренеплоду по робочій поверхні відповідно клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$; G_K — вага коренеплоду.

Очевидно, що

$$\begin{aligned} F_1 &= f_1 (N_{G_1} + N_{I_1}); \\ F_2 &= f_1 (N_{G_2} + N_{I_2}), \end{aligned} \quad (10.52)$$

де f_1 — коефіцієнт тертя бокової поверхні коренеплоду по поверхні клинів.

Запишемо диференціальне рівняння (10.51) у декартовій системі координат $xOyz$. Оскільки складові нормальних реакцій робочих поверхонь клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ на вісь Oy однакові за значенням і протилежні за напрямком, то вилучення коренеплоду з ґрунту відбувається фактично в площині xOz , а тому диференціальне рівняння руху коренеплоду (10.51) у векторній формі зводиться до системи двох диференціальних рівнянь такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= N_{G_{1x}} + N_{G_{2x}} + N_{I_{1x}} + N_{I_{2x}} - Q - R_x + F_{1x} + F_{2x}; \\ m\ddot{z} &= N_{G_{1z}} + N_{G_{2z}} + N_{I_{1z}} + N_{I_{2z}} - R_z - F_{1z} - F_{2z} - G_K. \end{aligned} \right\} \quad (10.53)$$

Визначимо проєкції сил, що входять у цю систему диференціальних рівнянь, насамперед проєкції нормальних реакцій поверхонь клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ на осі x і z . Спочатку знайдемо проєкції статичних частин нормальних реакцій \bar{N}_{G_1} і \bar{N}_{G_2} :

$$N_{G_{1x}} = N_{G_{2x}} = \frac{N_{G_1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}, \quad (10.54)$$

або

$$N_{G_{1x}} = N_{G_{2x}} = \frac{G \operatorname{tg} \gamma}{2(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}; \quad (10.55)$$

$$N_{G_{1z}} = N_{G_{2z}} = \frac{N_{G_1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}},$$

або

$$N_{G_{1z}} = N_{G_{2z}} = \frac{G \operatorname{tg} \beta}{2(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}. \quad (10.56)$$

Аналогічно знайдемо проекції на осі x і z нормальних складових від сил інерції \bar{N}_{I_1} і \bar{N}_{I_2} рухомого шару ґрунту:

$$N_{I_{1x}} = N_{I_{2x}} = \frac{ab\gamma_{o6} v^2}{g} \frac{\sin \theta \sin \gamma \operatorname{tg} \gamma}{(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}; \quad (10.57)$$

$$N_{I_{1z}} = N_{I_{2z}} = \frac{ab\gamma_{o6} v^2}{g} \frac{\sin \theta \sin \gamma \operatorname{tg} \beta}{(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}. \quad (10.58)$$

Оскільки сили тертя напрямлені у протилежному напрямку до траєкторій відносного руху шару ґрунту та коренеплоду по поверхнях клинів $A_1 B_1 C_1$ і $A_2 B_2 C_2$ (паралельно прямим $A_1 O'_1$ і $A_2 O'_2$), то їхні проекції на осі координат x , y , z дорівнюватимуть

$$\left. \begin{aligned} F_{1x} &= F_1 (\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta); \\ F_{1y} &= -F_1 \cos \gamma \sin \gamma (1 - \cos \theta); \\ F_{1z} &= -F_1 \sin \gamma \sin \theta; \\ F_{2x} &= F_2 (\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta); \\ F_{2y} &= F_2 \cos \gamma \sin \gamma (1 - \cos \theta); \\ F_{2z} &= -F_2 \sin \gamma \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (10.59)$$

Зробимо такі позначення:

$$\begin{aligned} \bar{N}_1 &= \bar{N}_{G_1} + \bar{N}_{I_1}; & \bar{N}_2 &= \bar{N}_{G_2} + \bar{N}_{I_2}; \\ \bar{F}_1 &= \bar{F}_{G_1} + \bar{F}_{I_1}; & \bar{F}_2 &= \bar{F}_{G_2} + \bar{F}_{I_2}. \end{aligned}$$

Тоді

$$\begin{aligned} N_{1x} &= N_{G_{1x}} + N_{I_{1x}}; & N_{2x} &= N_{G_{2x}} + N_{I_{2x}}; \\ F_{1x} &= F_{G_{1x}} + F_{I_{1x}}; & F_{2x} &= F_{G_{2x}} + F_{I_{2x}}; \\ N_{1z} &= N_{G_{1z}} + N_{I_{1z}}; & N_{2z} &= N_{G_{2z}} + N_{I_{2z}}; \\ F_{1z} &= F_{G_{1z}} + F_{I_{1z}}; & F_{2z} &= F_{G_{2z}} + F_{I_{2z}}. \end{aligned}$$

Отже, система диференціальних рівнянь (10.53) після підстановки всіх знайдених величин набирає такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= N_{1x} + N_{2x} - R_x + F_{1x} + F_{2x} - Q; \\ m\ddot{z} &= N_{1z} + N_{2z} - R_z - F_{1z} - F_{2z} - G_{\kappa}. \end{aligned} \right\} \quad (10.60)$$

Очевидно, що вилучити коренеплід з ґрунту можна за умови

$$N_{1z} + N_{2z} - F_{1z} - F_{2z} - G_{\kappa} > R_z, \quad (10.61)$$

або, врахувавши (10.56), (10.58) і (10.59), отримаємо

$$\begin{aligned} & \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} \left[\frac{G}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} + \frac{2ab\gamma_{0\sigma} v^2 \sin \theta \sin \gamma}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} \right] - \\ & - \frac{Gf_1 \sin \theta \sin \gamma}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} - \frac{2ab\gamma_{0\sigma} v^2 \sin^2 \theta \sin^2 \gamma f_1}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} - G_{\kappa} > R_z. \end{aligned} \quad (10.62)$$

За виконання умови (10.62) відбудеться вилучення коренеплоду з ґрунту. Ліва частина виразу (10.62) є виразом для сили вилучення коренеплоду в напрямку осі Oz за умови безпосереднього контакту коренеплоду з лемешами.

Якщо двічі зінтегрувати систему диференціальних рівнянь (10.60), то отримаємо значення проєкцій швидкості на осі x та z і переміщення коренеплоду в напрямку цих осей як функцій від часу t .

Перші інтеграли дорівнюватимуть

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{1}{m}(N_{1x} + N_{2x} - R_x + F_{1x} + F_{2x} - Q)t + C_1; \\ \dot{z} &= \frac{1}{m}(N_{1z} + N_{2z} - R_z - F_{1z} - F_{2z} - G_{\kappa})t + L_1, \end{aligned} \quad (10.63)$$

а другі —

$$\begin{aligned} x &= \frac{1}{m}(N_{1x} + N_{2x} - R_x + F_{1x} + F_{2x} - Q) \frac{t^2}{2} + C_1 t + C_2; \\ z &= \frac{1}{m}(N_{1z} + N_{2z} - R_z - F_{1z} - F_{2z} - G_{\kappa}) \frac{t^2}{2} + L_1 t + L_2, \end{aligned} \quad (10.64)$$

де C_1, C_2, L_1, L_2 — довільні сталі.

Щоб визначити довільні сталі, потрібно задати початкові та граничні умови:

при $t_0 = 0$

$$x = x_0; z = -h; \dot{x} = 0; \dot{z} = 0;$$

при $t = t_1$

$$x = x_1; z = 0; \dot{x}_1 = v_1,$$

де t_0 — момент початку вилучення коренеплоду; t_1 — кінцевий момент вилучення коренеплоду; x_0 — відстань вертикальної осі коренеплоду від початку координат у момент часу t_0 ; x_1 — відстань вертикальної осі коренеплоду від початку координат у кінцевий момент вилучення t_1 ; h — глибина знаходження коренеплоду в ґрунті; v_1 — швидкість коренеплоду в кінцевий момент вилучення.

Урахувавши початкові умови, отримуємо значення довільних сталих:

$$C_1 = 0; L_1 = 0; C_2 = x_0; L_2 = -h. \quad (10.65)$$

Після підстановки (10.65) у (10.63) і (10.64) отримаємо

$$\dot{x} = \frac{1}{m}(N_{1x} + N_{2x} - R_x + F_{1x} + F_{2x} - Q)t; \quad (10.66)$$

$$\dot{z} = \frac{1}{m}(N_{1z} + N_{2z} - R_z - F_{1z} - F_{2z} - G_k)t; \quad (10.67)$$

$$x = \frac{1}{m}(N_{1x} + N_{2x} - R_x + F_{1x} + F_{2x} - Q)\frac{t^2}{2} + x_0; \quad (10.68)$$

$$z = \frac{1}{m}(N_{1z} + N_{2z} - R_z - F_{1z} - F_{2z} - G_k)\frac{t^2}{2} - h. \quad (10.69)$$

У вирази (10.66) – (10.69) підставимо отримані значення для сил (10.55) – (10.59). Виконавши необхідні перетворення, матимемо

$$\dot{x} = \frac{1}{m} \left\{ \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} \left[\frac{G}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} + \frac{2ab\gamma_{06}v^2 \sin \theta \sin \gamma}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} \right] + \frac{Gf_1(\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta)}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} + \frac{2f_1ab\gamma_{06}v^2 \sin \theta \sin \gamma(\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta)}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} - 2abk_{yд} - R_x \right\} t; \quad (10.70)$$

$$\dot{z} = \frac{1}{m} \left\{ \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} \left[\frac{G}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} + \frac{2ab\gamma_{06}v^2 \sin \theta \sin \gamma}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} \right] - \frac{Gf_1 \sin \theta \sin \gamma}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} - \frac{2f_1ab\gamma_{06}v^2 \sin^2 \theta \sin^2 \gamma}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} - G_{\kappa} - R_z \right\} t; \quad (10.71)$$

$$x = \frac{1}{m} \left\{ \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} \left[\frac{G}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} + \frac{2ab\gamma_{06}v^2 \sin \theta \sin \gamma}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} \right] + \frac{Gf_1 (\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta)}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} + \frac{2f_1ab\gamma_{06}v^2 \sin \theta \sin \gamma (\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta)}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} - 2abk_{\text{уд}} - R_x \right\} \frac{t^2}{2} + x_0; \quad (10.72)$$

$$z = \frac{1}{m} \left\{ \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} \left[\frac{G}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} + \frac{2ab\gamma_{06}v^2 \sin \theta \sin \gamma}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} \right] - \frac{Gf_1 \sin \theta \sin \gamma}{\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma} - \frac{2f_1ab\gamma_{06}v^2 \sin^2 \theta \sin^2 \gamma}{g(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} - G_{\kappa} - R_z \right\} \frac{t^2}{2} - h. \quad (10.73)$$

Із рівняння (10.69) можна визначити час t_1 вилучення корене-плоду з ґрунту:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2mh}{N_{1z} + N_{2z} - F_{1z} - F_{2z} - R_z - G_{\kappa}}}. \quad (10.74)$$

Підставимо у вираз (10.74) отримані вище значення сил, що до нього входять. Після ряду перетворень отримаємо таке значення часу t_1 :

$$t_1 = \sqrt{\frac{2mgh(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}{\left(Gg + 2ab\gamma_{06}v^2 \sin \theta \sin \gamma \right) \left(\operatorname{tg} \beta - \sin \gamma \sin \theta f_1 \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta} \right) - (R_z + G_{\kappa})q(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}}. \quad (10.75)$$

Оскільки t_1 є часом вилучення коренеплоду з ґрунту лемішним копачем, то вираз (10.75) можна використати для визначення продуктивності агрегату для викопування коренеплодів.

Якщо умова (10.62) не виконується, тобто є протилежна нерівність, то коренеплід залишається зв'язаним з ґрунтом і його руху вздовж осі Oz не відбувається. Проте під дією сил, що входять у перше рівняння системи (10.60), а саме сили

$$P_x = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - Q, \quad (10.76)$$

які долають силу опору R_x , що зв'яже коренеплід з ґрунтом, коренеплід згинається як консольна балка, оскільки верхня частина коренеплоду зміщуватиметься у бік дії сили P_x на деяку критичну величину, після чого коренеплід може зламатися.

Отже, існує допустима сила $[P_x]$, при якій коренеплоди не пошкоджуються (не зламуються). У рівняння (10.76) замість сили P_x підставимо її допустиме значення $[P_x]$:

$$[P_x] = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - Q, \quad (10.77)$$

або, беручи до уваги введені вище позначення, отримаємо

$$[P_x] = N_{G_{1x}} + N_{G_{2x}} + N_{I_{1x}} + N_{I_{2x}} + F_{G_{1x}} + F_{G_{2x}} + F_{I_{1x}} + F_{I_{2x}} - Q. \quad (10.78)$$

Отже, враховуючи симетричне розміщення клинів, матимемо

$$[P_x] = 2N_{G_{1x}} + 2N_{I_{1x}} + 2F_{G_{1x}} + 2F_{I_{1x}} - Q. \quad (10.79)$$

Перепишемо вираз (10.79) таким чином:

$$2N_{I_{1x}} + 2F_{I_{1x}} = [P_x] - 2N_{G_{1x}} - 2F_{G_{1x}} + Q. \quad (10.80)$$

Замінивши сили, що входять у вираз (10.80), їхніми значеннями, матимемо

$$\begin{aligned} & \frac{2ab\gamma_{об}}{g} \frac{v^2 \sin \theta \sin \gamma \operatorname{tg} \gamma}{(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + \\ & + 2f_1 \frac{ab\gamma_{об} v^2 \sin \theta \sin \gamma (\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta)}{g (\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} = \end{aligned}$$

$$= [P_x] - \frac{G \operatorname{tg} \gamma}{(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - \frac{f_1 G (\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta)}{(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma)} + 2abk_{\text{уд}}. \quad (10.81)$$

Із виразу (10.81) визначаємо швидкість v поступального руху лемішного копача, при якій не пошкоджуватимуться (не обламуватимуться) коренеплоди:

$$v = \sqrt{\frac{g([P_x] + 2abk_{\text{уд}})(\cos \theta - f \sin \theta \sin \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta} - gG \operatorname{tg} \gamma - 2ab\gamma_{\text{об}} \sin \theta \sin \gamma \left[\operatorname{tg} \gamma + f_1 (\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta) \times \frac{-f_1 gG (\cos^2 \gamma + \sin^2 \gamma \cos \theta) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}{\times \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} \right]}{}}. \quad (10.82)$$

Отже, остаточно визначено кінематичні параметри вилучення коренеплодів із ґрунту лемішним копачем, які виражені через його геометричні параметри і враховують умови якісного виконання цього технологічного процесу.

Для практичного використання виразу (10.82) потрібно визначити зв'язок між двограним кутом θ і кутами β та γ , які фактично визначають усі кутові параметри клинів, оскільки третій кут α можна визначити через кути β і γ . Як бачимо з рис. 10.18,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{O_1 B_1}{O_1 A_1}, \quad (10.83)$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \beta}. \quad (10.84)$$

Таким чином, кут θ повинен бути визначений через кути β і γ . Згідно з рис. 10.18 можна отримати такі співвідношення:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{O_1 B_1}{O_1 M_1} \quad (10.85)$$

та

$$O_1 M_1 = O_1 A_1 \sin \gamma. \quad (10.86)$$

Отже,

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{O_1 B_1}{O_1 A_1 \sin \gamma}, \quad (10.87)$$

або

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{1}{\cos \gamma \operatorname{tg} \beta} \quad (10.88)$$

і

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\cos \beta}{\sin \beta \cos \gamma}, \quad (10.89)$$

звідки остаточно отримаємо значення кута θ :

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{\cos \beta}{\sin \beta \cos \gamma}. \quad (10.90)$$

Таким чином, змінюючи геометричні параметри клинів лемішного копача, а саме кути β і γ , на підставі отриманих вище аналітичних залежностей, можна знаходити потрібні кінематичні параметри лемішного викопувального робочого органа без пошкодження коренеплодів. Так, використовуючи вираз (10.62), можна знайти залежність допустимої швидкості v поступального руху копача від зміни його кутів β і γ при незмінних усіх інших заданих його конструктивних параметрах, що входять у вираз (10.62).

Згідно з програмою для ЕОМ виконано розрахунки допустимої швидкості v руху лемішного копача за умови непошкодження коренеплодів цукрових буряків, при різних значеннях кутів γ та кількох фіксованих значеннях кутів β .

Вихідні дані для розрахунків такі:

Параметр	α	$[P_x]$	$\gamma_{об}$	f	f_1	g
Значення	0,12 м	200 Н	11 000 Н/м ³	0,6	0,5	9,81 м/с ²

При цьому деякі конструктивні параметри лемішного копача та технологічного процесу, який він виконує, пов'язані між собою такими залежностями:

- ширина деформованого шару ґрунту

$$b = a \operatorname{tg} \beta = 0,12 \operatorname{tg} \beta; \quad (10.91)$$

- вага шару ґрунту

$$G = \gamma_{об} a^2 (2a \operatorname{tg} \beta + 0,05) \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sin \gamma}. \quad (10.92)$$

За результатами чисельного розрахунку побудовано графіки зміни швидкості v поступального руху лемішного копача залежно від різних значень кута γ (рис. 10.19).

Як видно з поданих графіків, залежності наведених параметрів мають характер, подібний до лінійного. При цьому у разі збільшення кута атаки γ лемішного копача значення поступальної швидкості v його руху, що забезпечує вилучення коренеплодів із ґрунту без їх пошкодження, знижується.

Щодо впливу кута розвалу β лемішного копача на поступальну швидкість v його руху, то, як видно з графіків, використання більших значень таких кутів забезпечує вищий рівень поступальної швидкості руху. Якщо врахувати, що статистичне значення кута γ_k конуса коренеплоду цукрового буряка становить $20...28^\circ$, то використання кута β розвалу лемішного копача близько 30° також забезпечує вищий рівень поступальної швидкості руху. Отримані результати розрахунків засвідчують, що найбільш раціональними значеннями кутів γ і β , за яких забезпечується висока швидкість v поступального руху лемішного копача і вилучення коренеплодів цукрових буряків із ґрунту без їх пошкодження, є $\gamma = 13...16^\circ$, $\beta = 20...30^\circ$.

Таким чином, результати чисельних розрахунків на ЕОМ отриманих аналітичних залежностей підтверджують їх правильність і є підґрунтям для практичного використання при проектуванні та розрахунках нових, більш удосконалених викопувальних робочих органів бурякозбиральних машин.

10.3.2. Діскові викопувальні робочі органи

Діскові викопувальні робочі органи більш складні й металомісткі порівняно з лемішними копачами, проте вони ефективніше виконують технологічний процес вилучення коренеплодів буряків із ґрунту, інтенсивніше деформують ґрунтовий шар, а також у 2–3 рази менше піднімають разом з коренеплодами ґрунт.

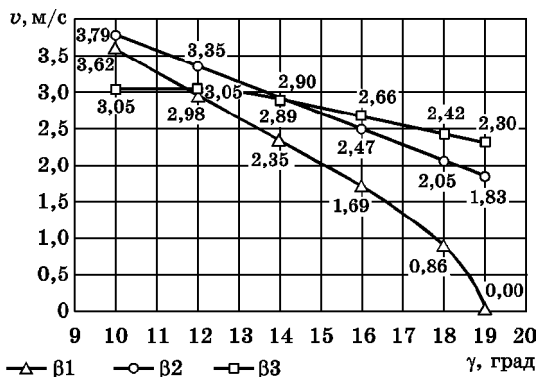


Рис. 10.19. Залежність допустимої швидкості поступального руху v лемішного копача від кута γ

Такі робочі органи є двома спареними клинами, робоча площина яких обертається навколо центра диска і які встановлено під відповідними кутами один до одного та до напрямку руху.

Дискові копачі поділяють на пасивні (диски обертаються за рахунок взаємодії і зчеплення з ґрунтом при поступальному русі) та активні (тобто мають примусове обертання одного чи двох дисків). У першому випадку швидкість обертання дисків зумовлюється поступальною швидкістю коренезбиральної машини, а в другому — швидкість обертання може бути заданою. Конструктивно диски копачів бувають плоскими або сферичними. Вони складаються з обода, спиць і маточини. Зовнішня поверхня обода може бути гладенькою, як у привідних дисків, або мати виступи (ґрунтозачіплювачі), як у пасивних. Глибина ходу в ґрунті дискових копачів становить 80...100 мм.

Технологічний процес викопування коренеплідів буряків дисковими копачами відбувається таким чином, що підрізавши шар ґрунту разом із коренеплідом буряка, диски руйнують шар, затискують коренеплід у руслі, що звужується. При натисканні на шар ґрунту зруйнована його частина просипається крізь вікна між спицями, а коренеплід при обертанні дисків виривається з ґрунту з його невеликою кількістю, піднімається вгору і за допомогою бітера перекидається на очисник.

Оскільки дискові копачі є спареними тригранними клинами (рис. 10.20), то вони мають такі самі кути, як і для лемішних копачів, а саме: α — кут різання; 2γ — кут атаки; 2β — кут розвалу.

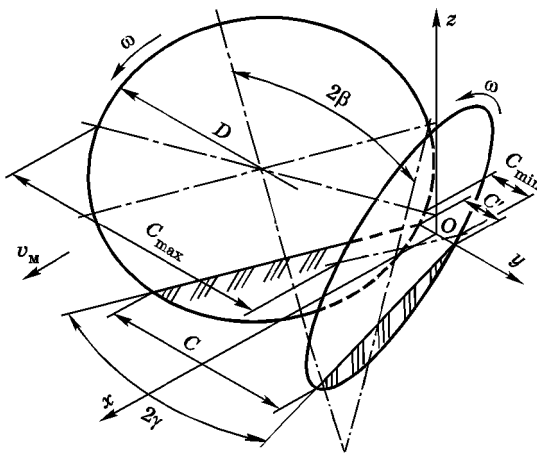


Рис. 10.20. Схема дискового викопувального робочого органа

Значення цих кутів визначають за виразами (10.46).

Якщо зобразити просторову декартову систему координат $xOyz$, де центр O є точкою середини найменшої відстані між дисками, то різні точки дисків переміщуватимуться у просторі (внаслідок обертального руху дисків та поступального руху агрегату) за траєкторіями з такими параметрами:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{r}{\cos \gamma} (\omega t - v \sin \omega t); \\ y &= \rho [1 - \cos(\omega t - i)] \sin \frac{\varepsilon}{2}; \\ z &= r \cos \beta (1 - v \cos \omega t), \end{aligned} \right\} \quad (10.93)$$

де r — радіус рухомої колоїди диска; $v = \frac{\rho}{r}$; ρ — відстань від довільної точки диска до його центра.

На якість технологічного процесу викопування коренеплодів цукрових буряків з ґрунту дисковими викопувальними робочими органами впливає багато чинників, насамперед його конструктивні параметри. Оскільки дискові копачі використовують у багаторядних коренезбиральних машинах, то це значно обмежує їхні конструктивні розміри. Так, діаметр дисків має становити 700...750 мм. У разі зменшення цього значення знижується повнота вилучення коренеплодів буряків із ґрунту та ускладнюється конструктивне оформлення приведення диска в обертальний рух. Збільшення діаметрів дисків ускладнює компоновання викопувальних пристроїв коренезбиральних машин та збільшує їх металомісткість.

Такі самі обмеження мають і кути встановлення дисків, оскільки граничне значення кутів між двома дисками обмежується шириною міжрядь посівів цукрових буряків. Тому кут максимального розкриття дисків ε визначають за такої умови:

$$\sin \frac{\varepsilon}{2} = \frac{C_{\max} - C_{\min}}{2D}, \quad (10.94)$$

де C_{\max} — відстань між кромками дисків у зоні максимального розкриття, мм; C_{\min} — мінімальна відстань між дисками, мм.

У свою чергу, відстань максимального розкриття дисків C_{\max} має бути не більшою ніж

$$C_{\max} \leq S - 2\Delta b - \Delta s, \quad (10.95)$$

де S — ширина міжрядь, мм; Δb — товщина обода диска, мм; Δs — відстань між дисками сусідніх копачів, мм.

Підставивши значення C_{\max} у вираз (10.94), матимемо

$$\sin \frac{\varepsilon}{2} \leq \frac{S - 2\Delta b - \Delta s - C_{\min}}{2D}. \quad (10.96)$$

Якщо конструктивні параметри дискового копача мають значення $S = 450$ мм; $\Delta b = 5$ мм; $\Delta s = 15$ мм; $D = 750$ мм, то отримаємо $\sin \frac{\varepsilon}{2} \leq 0,243$, чому відповідає кут $\varepsilon \leq 28^\circ$.

Співвідношення між кутами 2γ та 2β за сталого значення кута ε визначається кутом i , на який площина максимального розкриття відхилена від вертикалі. Причому, чим більший кут i , тим більший кут 2γ і кращі умови водіння коренезбиральної машини по рядках посівів цукрових буряків. Проте збільшення кута i (або кута різання α) більше ніж на 45° погіршує транспортування частин ґрунту по внутрішніх поверхнях дисків, що також збільшує втрати та пошкодження коренеплодів буряків.

У багаторядних коренезбиральних машинах при ширині міжрядь 45 см для збільшення захвату дискових копачів слід брати кут $i = 50^\circ$. При кутах $i = 50^\circ$ та $\varepsilon = 28^\circ$, якщо використати залежності (10.46), отримаємо $2\beta = 18^\circ$ та $2\gamma = 22^\circ$.

Дослідженнями встановлено, що оптимальні значення цих кутів для дискових копачів, які забезпечують високу якість виконання технологічного процесу викопування коренеплодів з ґрунту і мінімальні енерговитрати, становитимуть: $2\beta = 25...30^\circ$, $2\gamma = 20...25^\circ$ і $\alpha = 40...45^\circ$.

При однорядному варіанті допускається збільшення значення кута i до $i = 45^\circ$. Тоді достатня ширина зони захвату дисків забезпечується збільшенням діаметрів дисків D до 800 мм, а кута ε до 38° .

Оскільки один із дисків може мати привід, то показник кінематичного режиму (тобто відношення колової швидкості диска до його поступальної швидкості руху) $\lambda = 2,0...2,5$.

За формою диски таких викопувальних робочих органів бувають

плоскими або сферичними. Вид диска визначає радіус сфери диска R_c , який залежить від особливостей виконання технологічного процесу.

Зобразимо геометричні елементи диска, розглядаючи його переріз як площину, проведену через вісь обертання (рис. 10.21). Щоб диск працював нормально, потрібно, щоб забезпечувалося додатне значення заднього кута різання диска γ , тобто таким

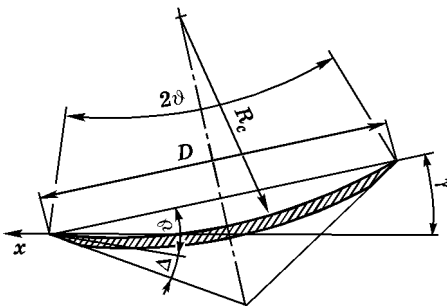


Рис. 10.21. Геометричні елементи диска в перерізі його площиною, проведену через вісь обертання

чином унеможливиться взаємодія потиличної частини леза зі стінкою борозни. Це відбувається за умови

$$\gamma \geq \vartheta + \Delta, \quad (10.97)$$

де $\vartheta = \arcsin \frac{D}{2R_c}$ — половина кута при вершині сектора, град; R_c — радіус сфери диска; Δ — кут загострення леза диска, град.

Оскільки значення сумарного кута $\vartheta + \Delta$ не залишається сталим у різних перерізах диска, а зменшується при віддаленні перерізу від центра диска, знайдемо залежність мінімально допустимого радіуса сфери від його параметрів. Обчислимо значення цієї суми кутів $\vartheta + \Delta$ для перерізу диска горизонтальною площиною, віддаленою на відстані h від дна борозни. Для цього перерізу співвідношення між усіма кутами γ , ϑ і Δ має такий вигляд:

$$\vartheta + \Delta \leq \arctg \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{2a - a^2}}, \quad (10.98)$$

де $a = \frac{2h}{D \cos \beta}$; β — кут установлення диска.

Якщо проаналізувати вираз (10.98), то побачимо, що гранично допустимий кут при вершині сектора диска 2ϑ буде тим більший, чим більший кут установлення диска в горизонтальній площині γ і чим менше відношення глибини ходу диска в ґрунті h до його діаметра D .

Для дискових копачів коренезбиральних машин кут γ не повинен перевищувати $11...13^\circ$, а коефіцієнт a має становити $0,2...0,3$. Якщо підставити значення цих кутів у вираз (10.98), то отримаємо $\vartheta + \Delta \leq 17...20^\circ$. За невиконання цієї умови відбувається довільне вилучення дисків під час їх руху в твердому ґрунті. Щоб запобігти цьому потрібно додатково довантажити диски вертикальною силою, іноді досить великого значення.

На якість роботи дискових копачів впливає також форма леза. Так, якщо лезо гладеньке, то коренеплоди буряків найповніше вилучаються з ґрунту і не пошкоджуються. Гладеньке лезо діє на коренеплоди буряків через шар ґрунту і зрушує їх, не пошкоджуючи, особливо ті, що виходять за межі рядка. Крім того, гладеньке лезо сприяє тому, що дискові копачі на забиваються рослинними рештками, навіть під час роботи на досить засмічених ділянках поля.

Розглянемо силову взаємодію дискового викопувального робочого органа з ґрунтом і коренеплодом буряка. Для цього складемо схему сил, що діють на ґрунт і коренеплід буряка під час руху дискового копача (рис. 10.22).

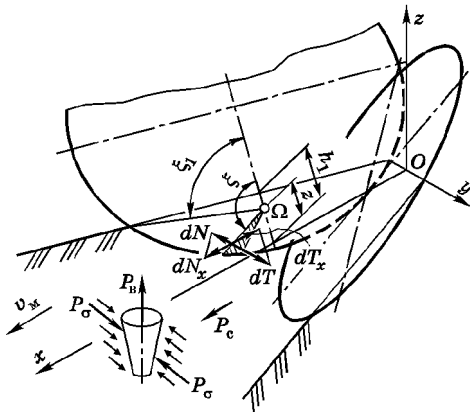


Рис. 10.22. Схема силової взаємодії дискового копача з ґрунтом та коренеплодом буряка

Покажемо два диски копача, які рухаються у ґрунті на глибині h . Через середину задньої частини копача (найвужче місце між дисками) — точку O проведемо декартову просторову систему координат $xOyz$, де вісь x збігається з напрямком руху копача, а вісь z — вертикальна.

На внутрішній поверхні одного з дисків виділимо елементарну площадку dS (заштрихована), яка обертається разом із диском і має власний миттєвий центр обертання Ω . Для заданого моменту часу положення елементарної

площадки dS на диску визначається кутом повороту ξ відносно осі самого диска. Положення миттєвого центра обертання Ω на диску визначається відстанню Z , тобто відстанню від нього до краю леза диска, і кутом повороту ξ_1 (кутом повороту відносно осі самого диска). Відстань зануреної в ґрунті частини диска позначимо через h_1 :

$$h_1 = \frac{h}{\cos \beta}. \tag{10.99}$$

Зобразимо коренеплід буряка, який знаходиться в ґрунті у проміжку між дисками копача. Його положення збігається з віссю x . Під час вилучення з ґрунту на коренеплід діятимуть кілька сил: горизонтальні сили \bar{P}_σ , які діють у площині, перпендикулярній до напрямку руху копача; сила вилучення коренеплоду з ґрунту \bar{P}_B , яка діє вертикально вгору; зсувна сила \bar{P}_c , яка діє в напрямку руху копача.

Перші дві сили ($\bar{P}_\sigma, \bar{P}_B$) виконують корисну роботу, пов'язану з руйнуванням ґрунту і вилученням коренеплодів буряків. Зсувна сила \bar{P}_c є одним із джерел сильних пошкоджень коренеплодів, яка спричинює обламування їхніх хвостових частин.

Тепер розглянемо сили, які передаватимуться коренеплоду від диска копача під час його руху відносно ґрунту. На елементарній

площині dS виникають елементарні сили нормального тиску $d\bar{N}$ і елементарні сили тертя $d\bar{T}$. Причому сили $d\bar{N}$ розміщені перпендикулярно до площини самого диска і спрямовані в бік руху копача (це відбуватиметься за умови $2\gamma > 0$), а сили $d\bar{T}$, які лежать у площині самого диска, можуть мати два напрямки: або в бік руху копача (для пасивних копачів або тієї частини зануреного в ґрунт диска, яка лежить вище від миттєвого центра обертання), або в бік, протилежний до напрямку руху копача (тобто такий напрямок матимуть елементарні сили тертя всіх частинок площадок диска, що лежать нижче від миттєвого центра обертання Ω).

Щоб визначити зсувну силу \bar{P}_c , яка діятиме на коренеплід, $d\bar{N}$ і $d\bar{T}$ спроекуємо на вісь x . Припустимо, що мінімальні пошкоджені коренеплідів буряків будуть за умови

$$\sum_{dS} dN_x + \sum_{dS} dT_x = 0, \quad (10.100)$$

де dN_x — проекція елементарних сил нормального тиску на вісь x ; dT_x — проекція елементарних сил тертя на вісь x .

Цю умову можна записати також у такому вигляді:

$$\frac{\operatorname{tg} \gamma}{f} = \frac{2(1-b)^2 \left(\sin \xi_1 - \frac{\sin^3 \xi_1}{3} \right) + (2b-b^2) \sin \xi_1 - (a-b)^2 \ln \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\xi_1}{2} \right) \right] - 2I}{\cos \beta \left(\frac{4}{3} a \sqrt{2a-a^2} + \frac{a^3}{4\sqrt{2a-a^2}} \right)}, \quad (10.101)$$

де $I = (1-b) \int_{\xi_1}^{\pi} \cos^2 \xi \sqrt{(1-b)^2 \cos^2 \xi + 2b - b^2} d\xi$; $b = \frac{z}{R}$; f — коефіцієнт

тертя; $\xi_1 = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{R^2 - (R-h)^2}}{h_1 - z}$.

Для практичного використання виразу (10.101) його потрібно розв'язати відносно коефіцієнта b , враховуючи показник кінематичного режиму λ , який у цьому разі дорівнюватиме

$$\lambda = \frac{1}{1-b} = \frac{v_0}{v_M \cos \gamma}, \quad (10.102)$$

де v_0 — колова швидкість дисків; v_M — поступальна швидкість дискового копача.

Розв'язок рівняння (10.102) подано у вигляді номограми (рис. 10.23).

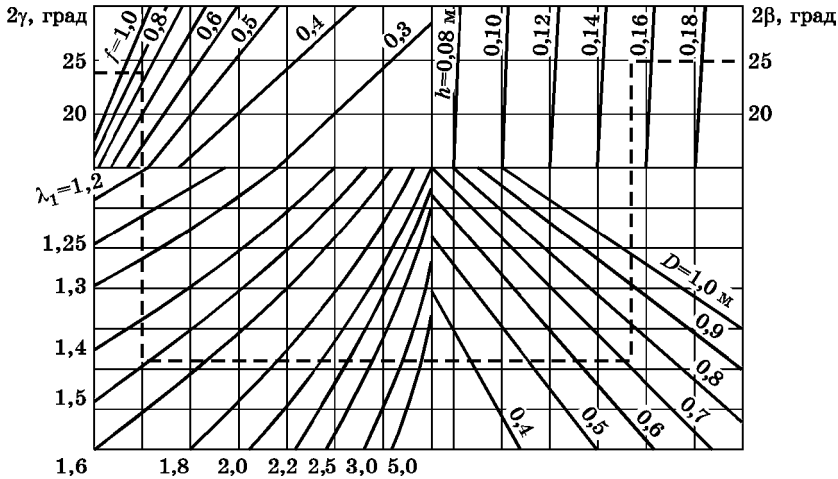


Рис. 10.23. Номограма для визначення колової швидкості дисків

Використовують номограму так: при куті $2\beta = 25^\circ$ вибираємо $h = 150$ мм і $D = 710$ мм; з іншого боку, при куті $2\gamma = 24^\circ$ і $f = 0,85$ показник кінематичного режиму дисків $\lambda = 1,48$. Проте остаточно знаходимо $\lambda = \frac{v_0}{v_M} = 1,45$.

10.3.3. Роторні викопувальні робочі органи

Роторні викопувальні робочі органи мають вигляд двох конусоподібних наконечників, які зустрічно обертаються, і встановлений над ними дисковий прутковий коренезабірник.

Ці викопувальні робочі органи мають переважно такі самі геометричні параметри, що й лемішні та дискові копачі (рис. 10.24). Характерним параметром для таких робочих органів є кут конусності вилок 2μ , який дорівнює $15...17^\circ$.

Щоб уникнути потиличного тертя нижньої частини конуса вилок об дно борозни, її встановлюють під кутом Δ , який становить $4...7^\circ$.

Основні кутові розміри роторних копачів визначають таким чином:

- кут установлення осей вилок до горизонту

$$\alpha_0 = \frac{\mu}{2} + \Delta; \quad (10.103)$$

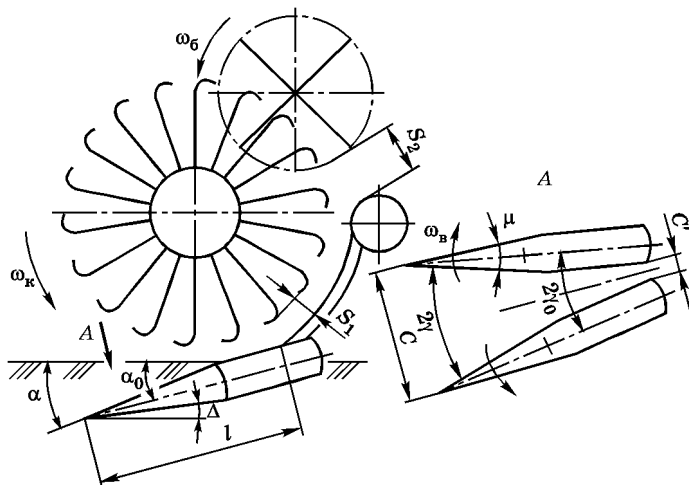


Рис. 10.24. Схема роторного викопувального робочого органа

- максимальне значення кута різання

$$\alpha = \mu + \Delta; \quad (10.104)$$

- кут розкриття осей вилок

$$2\gamma_0 = 2\gamma - \mu, \quad (10.105)$$

де $2\gamma = 38...40^\circ$ — кут атаки конусів вилок.

Після підстановки у вирази (10.103) — (10.105) величин, що входять до них, основні конструктивні параметри роторних копачів мають такі значення: $\alpha_0 = 11,5...15,5^\circ$, $\alpha = 19...24^\circ$, $2\gamma_0 = 23...25^\circ$.

Інші конструктивні розміри роторних копачів такі: ширина розкриття приймальної частини вилок $C = 210...230$ мм; довжина робочого русла $l = 320...340$ мм; діаметр циліндричної частини вилок $d = 70...75$ мм; межі регулювання глибини ходу в ґрунті $h = 70...120$ мм.

Коренезабірник встановлюють над вилками з радіальним зазором $S_1 = 35$ мм, який зменшується в зоні кронштейна вилок до 25 мм. Основні конструктивні параметри коренезабірника такі самі, як і у дискових викопувальних робочих органів, тобто це два встановлені під кутами (β , γ та ін.) один до одного диски, діаметром $D = 700$ мм, утворені закріпленими на маточинах пружними Г-подібними прутками діаметром $d = 12...14$ мм.

Зверху над коренезабірником, над зоною максимального звуження відстані між його дисками, встановлено лопатевий бітер,

який вибиває коренеплоди буряків, що піднімаються коренезабірником, і перекидає їх на очисні робочі органи. Діаметр бітера дорівнює $D_{\text{б}} = 350 \dots 450$ мм, відстань між його кінцями та кронштейном вилок становить $S_2 = 70$ мм.

Роторні викопувальні робочі органи мають такі кінематичні характеристики: частоту обертання вилок і коренезабірника вибирають залежно від поступальної швидкості руху. Так, при швидкості руху $v_{\text{м}} = 1,5$ м/с — частота обертання вилок $n_{\text{в}} = 400$ хв⁻¹, частота обертання дисків коренезабірника $n_{\text{к}} = 90$ хв⁻¹; при поступальній швидкості руху $v_{\text{м}} = 2,0$ м/с — частота обертання вилок $n_{\text{в}} = 420$ хв⁻¹, частота обертання дисків коренезабірника $n_{\text{к}} = 100$ хв⁻¹. Частоту обертання бітера $n_{\text{б}}$ вибирають за умови

$$200 \geq n_{\text{б}} \geq \frac{n_{\text{к}} D_{\text{к}}}{D_{\text{б}}}. \quad (10.106)$$

Роторні викопувальні робочі органи досить ефективно працюють за нормальних умов збирання (твердість ґрунту 0,5...1,5 мПа, вологість до 15 %) при робочій швидкості до 2,0 м/с. За інших умов збирання, на сухому і твердому ґрунті, або, навпаки, — на перезволоженому (вологістю 24 % і вище) якості роботи цих викопувальних робочих органів різко знижується. Внаслідок значних розмірів поперечного перерізу цих копачів під час роботи на твердому ґрунті значно підвищується їх тяговий опір. Нездатність до різання ґрунтового шару призводить до сколювання великої кількості твердих грудок, які нагромаджуються перед копачем або потрапляють у ворох викопаних коренеплодів, деформують прутки коренезабірника.

10.4. Вибір, обґрунтування і розрахунок основних параметрів очищувальних робочих органів

Розрахунок і обґрунтування основних параметрів очисників шнекового типу зводиться до визначення його конструктивних і кінематичних параметрів. Основними конструктивними параметрами шнека є діаметр $D_{\text{ш}}$, крок гвинтової лінії $t_{\text{г,л}}$, висота витка спіральної навивки $d_{\text{в}}$ та зазор між суміжними шнеками ΔS .

Розглянемо схему взаємодії коренеплоду з двома сусідніми шнеками очисника (рис. 10.25). Вважатимемо, що коренеплід буряка вагою mg розміщений уздовж осей шнеків і в місці найбільшого діаметра $d_{\text{к}}$ відбувається його контакт з обома шнеками, які зустрічно обертаються з однаковими кутовими швидкостями ω .

У точках контакту коренеплоду з поверхнею циліндричних корпусів шнеків діаметром $D_{\text{ш}}$ виникають нормальні зусилля \bar{N}_1 та \bar{N}_2 , що проходять через осі коренеплоду. У цих самих точках виникають відповідні сили тертя ковзання $f\bar{N}_1$ і $f\bar{N}_2$. Оскільки шнеки зустрічно обертаються, то зазор між ними ΔS має бути таким, який забезпечує проходження рослинних решток та значної кількості ґрунтових домішок. Проте крізь цей зазор

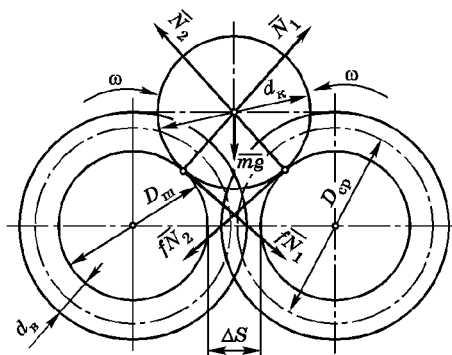


Рис. 10.25. Схема взаємодії коренеплоду зі шнековими вальцями

не повинні проходити коренеплоди малих розмірів, він має забезпечувати самоочищення шнеків від налиплого ґрунту і обмежувати пошкодження коренеплодів (тобто захоплення і защемлення коренеплодів між шнеками, особливо їхніх хвостових частин, мають бути якомога меншими). Із урахуванням цих вимог зазор між циліндричними поверхнями шнекових вальців можна вибрати за умови

$$\Delta S = d_{\text{в}} + \Delta_{\text{к}} \leq d_{\text{к}}, \quad (10.107)$$

де $d_{\text{в}} = 28 \dots 30$ — висота витка навивки шнека, мм; $\Delta_{\text{к}} = 3 \dots 5$ — конструктивний зазор між кромкою витка і циліндричною частиною суміжного шнека, що забезпечить взаємне очищення шнеків від налиплого ґрунту, мм; $d_{\text{к}}$ — мінімальний діаметр коренеплоду, який допускається втрачати під час збирання.

Для визначення решти параметрів шнека потрібно враховувати, що від збільшення діаметра циліндричного корпусу шнека залежить ймовірність защемлення коренеплодів між двома сусідніми шнеками. Тому діаметр циліндричної частини шнека має визначитися за такої аналітичної умови:

$$\frac{d_{\text{к}} \cos \varphi_{\text{к}} - \Delta S}{1 - \cos \varphi_{\text{к}}} > D_{\text{ш}} \geq \frac{d_{\text{п}} \cos \varphi_{\text{п}} - \Delta S}{1 - \cos \varphi_{\text{п}}}, \quad (10.108)$$

де $d_{\text{п}}$ — товщина ґрунтової грудки або рослинної рештки, мм; $\varphi_{\text{к}}$, $\varphi_{\text{п}}$ — кути тертя відповідно коренеплоду та решток по поверхні циліндричного корпусу шнека, град.

Крім цього, вибираючи діаметр шнека, потрібно користуватися залежністю, з якої випливає умова ненамотування на нього рос-

линних решток:

$$D_{\text{ш}} \geq \frac{l_p}{\pi}, \quad (10.109)$$

де l_p — середня довжина рослинної рештки, яка може залишитися на ланці після проходження гичкозбиральної машини.

Крок гвинтової лінії спіральної навивки шнека $t_{\text{Г.Л}}$ визначають за умови забезпечення проковзування вороху коренеплодів, що транспортується, відносно циліндричної поверхні шнека і таким значенням кута нахилу гвинтової лінії β :

$$\beta = \text{arctg} \frac{t_{\text{Г.Л}}}{\pi D_{\text{ср}}} < \frac{\pi}{2} - \varphi, \quad (10.110)$$

де $D_{\text{ср}}$ — діаметр шнека по середній лінії його витка, м; φ — кут тертя матеріалу, що транспортується шнеком, град.

За результатами експериментальних досліджень та виробничих випробувань встановлено, що найоптимальнішими значеннями конструкторських параметрів шнека є: $D_{\text{ш}} = 0,19 \dots 0,25$ м; $d_{\text{в}} = 12 \dots 30$ мм; $\Delta_{\text{к}} = 5$ мм; $t_{\text{Г.Л}} = 0,1$ м.

Вибір кінематичних параметрів шнекового очисника стосується визначення лінійної швидкості транспортування вороху коренеплодів v по очисній поверхні, утвореній набором вальців, та кутової швидкості обертання самих вальців ω . Основою визначення швидкості транспортування v є продуктивність коренезбиральної машини W , кг/с, на якій встановлено шнековий очисник коренеплодів, тобто

$$v = \frac{W}{kq(D_{\text{ш}} + \Delta S)}, \quad (10.111)$$

де k — кількість робочих русел, утворених парою шнекових вальців; $q = 25 \dots 30$ — маса вороху коренеплодів, розміщених в один шар на одиниці площі, кг/м².

Кутову швидкість обертання шнеків визначають за такою залежністю:

$$\omega = \frac{2vt}{D_{\text{ш}}^2}, \quad (10.112)$$

де t — час очищення коренеплодів при швидкості транспортування v , яка забезпечить потрібну продуктивність W шнекового очисника.

Загальний кут нахилу вальців шнекового очисника до горизонту в поздовжньо-вертикальній площині α становить $12 \dots 16^\circ$.

Перекидні вальці і бітери у конструкціях шнекових очисників забезпечують підвищення транспортувальної здатності очисника і призначені для спрямування транспортування потоків вороху. Їхні кінематичні параметри, як правило, не відрізняються від аналогічних параметрів очисних шнеків, інші параметри вибирають конструктивно.

Транспортувальні робочі органи бурякозбиральних машин розраховують за рівняннями, відомими з курсу піднімально-транспортних машин.

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ КАРТОПЛІ

11.1. Машини і способи збирання картоплі

Збирання та післязбиральна обробка бульбоплодів — один з найбільш трудомістких процесів сільськогосподарського виробництва. Залежно від кліматичних умов та наявності засобів механізації картоплю збирають картоплекопачами з підбором бульб уручну, прямим комбайнуванням та двофазним способом — роздільним або комбінованим. Перший спосіб потребує значних витрат ручної праці і застосовується з картоплекопачами КСТ-1,4; КТН-2В.

Пряме комбайнування доцільне на легких і середніх ґрунтах за вологості не більше ніж 23 %. Для цього використовують комбайни ККУ-2А; Е-667 та ін.

При дворядному роздільному способі збирання бульби викопують картоплезбиральною машиною УКВ-2 та вкладають у валок з двох, чотирьох або шести рядків залежно від урожайності та механічного складу ґрунту. Після просушування у валку картоплю підбирають комбайном, продуктивність роботи якого значно зростає.

Комбінований спосіб збирання, як правило, застосовують на легких та середніх ґрунтах. Залежно від урожайності працюють за схемою 2 + 2 або 2 + 4, викопуючи бульби з двох або чотирьох рядків і вкладаючи їх на два сусідні не викопані для подальшого загального підбирання комбайном.

11.2. Технологічні властивості картоплі в період збирання

На момент збирання поле має гребінчастий вигляд. Висота гребенів становить 11...20 см. Найбільше застосовують ширину міжряддя 70 см. Гніздо картоплі має ширину 7...40 см, а глибину залягання — до 25 см.

Фізико-механічні властивості картоплі залежать від сорту та умов вирощування. Як правило, у кущі буває від 4 до 30 бульб. Із кожного куща виростає 3 – 6 стеблин бадилля діаметром 4...20 мм, заввишки 60...90 см.

Маса та розміри бульб залежать від сорту і за значенням дуже варіюються. Так, мінімальна маса картоплі становить 25 г, а максимальна — 150 г.

В.П. Горячкін установив залежність маси від геометричних розмірів:

$$m = E_k abc, \tag{11.1}$$

де m — маса бульби; $E_k = 0,56...0,65$ — коефіцієнт; a, b, c — відповідно довжина, ширина і товщина бульби.

Об'єм визначають за аналогічною залежністю

$$V = E_0 abc, \tag{11.2}$$

де E_0 — коефіцієнт (для еліпсоїда $E_0 = 4/3\pi$).

Об'ємна маса картоплі становить 0,5...0,7 т/м³, а густина — 1,04...1,09 г/см³.

Зусилля відокремлення картоплі від бадилля дорівнює 4...12 Н, що значно менше, ніж зусилля статичного руйнування бульб, яке залежить від сорту картоплі та напрямку статичного навантаження і коливається в межах 200...990 Н. Зазначимо, що зусилля руйнування грудок ґрунту зростає зі збільшенням їхніх розмірів і становить 40...200 Н. Отже, границі міцності картоплі та грудок ґрунту майже не перекриваються.

Робочі органи картоплезбиральних машин переважно сепарують ворох бульбоплодів за різницею геометричних розмірів та фрикційних властивостей бульб і грудок ґрунту. При переміщенні бульб виникає тертя як ковзання, так і кочення (табл. 11.1)

Таблиця 11.1. Значення коефіцієнта тертя картоплі

Матеріал поверхні	Коефіцієнт тертя		Матеріал поверхні	Коефіцієнт тертя	
	кочення	ковзання		кочення	ковзання
Сталь	0,32...0,36	0,58...0,60	Ґрунт	—	0,98...1,03
Гума	0,35...0,37	0,70...0,75	Картопля	0,50...0,60	0,70...0,84

Коефіцієнт тертя грудок ґрунту залежить від його вологості та фізичного складу і, як правило, більший за значенням. Так, коефіцієнт тертя кочення грудок ґрунту по сталі становить близько 0,5; а по гумі — 0,40...0,62.

Робочі органи бульбозбиральних машин мають працювати з найменшими пошкодженнями матеріалу. Тому, проектуючи їх, потрібно враховувати значення максимально допустимої висоти падіння та швидкості картоплі (табл. 11.2).

Таблиця 11.2. Допустимі висота падіння та швидкість картоплі

Матеріал поверхні	Висота H_{\max} , м	Швидкість v_{\max} , м/с	Матеріал поверхні	Висота H_{\max} , м	Швидкість v_{\max} , м/с
Сталь	0,2...0,4	1,4...3,1	Ґрунт	2,0...4,0	4,4...6,3
Ґума	0,5...0,8	2,2...2,8	Картопля	0,8...1,2	2,8...3,5

Про це слід пам'ятати також у процесі експлуатації картоплезбиральних машин. При розвантаженні (перевантаженні) вороху бульбоплодів з висоти 1 м на сталь кількість пошкоджених бульб досягає 80 %, що призводить до значних втрат при подальшому зберіганні.

На процес роботи машин для збирання картоплі дуже впливає стан ґрунту. Процес викопування та сепарації вороху бульбоплодів залежить насамперед від його фізичного складу та вологості. Як правило, у період збирання вологість ґрунту коливається в межах 10...26 %. Оптимальне значення вологості ґрунту для збиральних машин становить 14...20 %, що обмежує їх застосування.

11.3. Типи та основні параметри підкопувальних робочих органів

Робочий процес збирання картоплі як при прямому комбайнуванні, так і при роздільному способі починається з підкопування скиби ґрунту з кушем.

Підкопувальні робочі органи поділяють на дві великі групи: пасивні та активні. Застосовують також їх поєднання — комбіновані робочі органи.

Пасивні підкопувальні робочі органи не здійснюють будь-якого руху відносно машини. До таких підкопувальних органів належать: прямий плоский леміш (рис. 11.1, а); плоский леміш зі скошеними кромками (рис. 11.1, б); підковоподібний леміш (рис. 11.1, в); секційний леміш (рис. 11.1, г).

Пасивні робочі органи мають і переваги, і недоліки. Переваги полягають у простоті конструкції та відсутності динамічних навантажень.

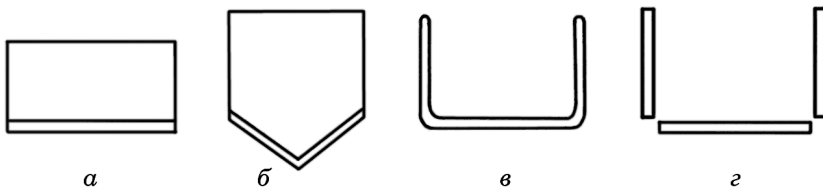


Рис. 11.1. Типи пасивних підкопувальних робочих органів

Їхнім істотним недоліком є великий тяговий опір. Щоб уникнути втрат бульб при сповзанні частини підкопаної скиби з кущем, плоскі лемеші змушені робити збільшеної ширини захвату, що призводить до значного тягового опору. Менші втрати підкопаного вороху мають підковоподібний і секційний лемеші. Вони не потребують збільшеної ширини захвату. Проте налипання ґрунту та рослинних решток зумовлює ефект бульдозера, що також збільшує тяговий опір.

Розглянемо параметри плоского пасивного лемеша, встановленого під кутом α до горизонту (рис. 11.2).

Щоб зменшити тяговий опір, кут нахилу α потрібно зменшувати. Проте експериментально встановлено, що чим більший кут α , тим краще самоочищення леза лемеша від рослинних решток та налипання ґрунту. Крім цього, значення кута α конструктивно пов'язане з висотою заднього обрізу лемеша H та його довжиною L :

$$L = H / \sin \alpha. \quad (11.3)$$

Висоту H підбирають так, щоб був плавний перехід підкопаної скиби до наступних робочих органів, а зазор $\Delta \geq 40$ мм.

Отже, оптимальним вважають кут нахилу лемеша до горизонту 15...20°.

З метою самоочищення леза лемеша кут скосу γ вибирають за умови ковзання скиби з підкопаним кущем бульб по лезу.

Зусилля P від дії підкопаного вороху на лезо лемеша розкладемо на складові P_1 і P_2 :

$$P_1 = P \cos \gamma; \quad (11.4)$$

$$P_2 = P \sin \gamma = N, \quad (11.5)$$

де N — нормальна сила.

Сила тертя F спрямована в протилежний бік від сили P_1 . Ворох ковзається по лезу за умови $P_1 > F$, або

$$P \cos \gamma > N \operatorname{tg} \varphi, \quad (11.6)$$

де φ — кут тертя ковзання вороху по лезу лемеша.

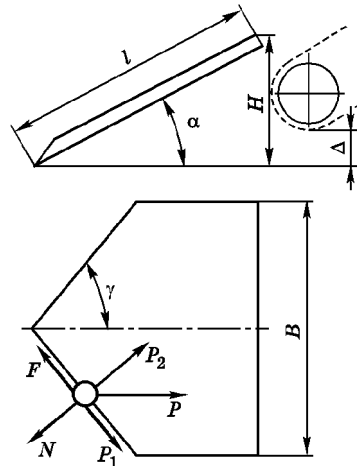


Рис. 11.2. Схема пасивного лемеша

Підставивши значення нормальної сили N (11.5), після перетворень отримаємо

$$\operatorname{ctg} \gamma > \operatorname{tg} \varphi,$$

або
$$\gamma < \frac{\pi}{2} - \varphi. \quad (11.7)$$

Проте зі зменшенням кута γ збільшується довжина лемеша L , що негативно впливає на сповзання скиби з його поверхні і збільшує тяговий опір. Тому в існуючих конструкціях кут скосу становить 40...50°.

Ширина лемеша B залежить від ширини гнізда бульб та глибини залягання куца:

$$B = b + 2\delta + 2(h_k - h) \operatorname{ctg} \psi, \quad (11.8)$$

де b — ширина гнізда бульб; δ — зміщення осі рядка відносно осі лемеша; h_k — глибина копання; h — глибина залягання крайніх по ширині бульб; ψ — кут природного відкосу ґрунту.

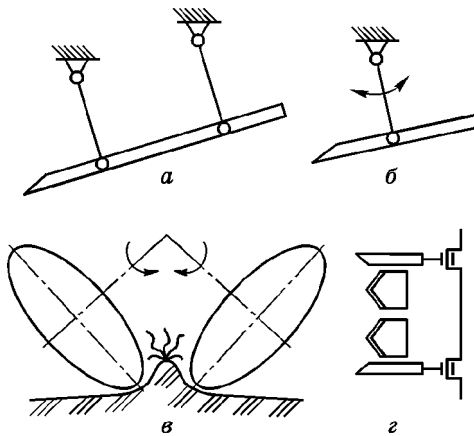


Рис. 11.3. Схеми підкопувальних органів:
а – в — активних; г — комбінованих

До активних підкопувальних робочих органів (рис. 11.3) належать лемеші, що здійснюють коливання з плоскопаралельним рухом (рис. 11.3, а), маятникові (рис. 11.3, б) та дискові (рис. 11.3, в).

У комбінованих робочих органах, як правило, активними є боковини, а самі лемеші залишаються пасивними (рис. 11.3, г).

Найпоширенішими є коливні лемеші. Порівняно з пасивними вони мають такі переваги: значно менший тяговий опір; відсутність згудження ґрунту; відсут-

ність розвалу підкопаної скиби з куцем і втрат бульб.

До їхніх недоліків належать великі динамічні навантаження та незрівноваженість мас.

Тяговий опір лемеша значною мірою залежить від вибору значень параметрів і режимів його роботи. Пасивний лемеш переборює опір різання ґрунту P_p та опір руху скиби, що лежить на лемеші $P_{ск}$. Повне значення тягового опору пасивного лемеша становить

$$P = P_p + P_{ск} \quad (11.9)$$

У коливного лемеша рух вперед і різання ґрунту здійснюються тоді, коли скиба, що лежить на лемеші, підкинута вгору і не чинить будь-якого опору $P_{ск} = 0$. Тому тяговий опір P дорівнює тільки опору різання P_p . Якщо скиба знаходиться на лемеші, то руху вперед не відбувається.

Проте, якщо коливання лемеша не узгоджені з таким циклом роботи, то тяговий опір не тільки не знизиться, а навпаки, збільшиться:

$$P = P_p + P_{ск} + P_{уд}, \quad (11.10)$$

де $P_{уд}$ — опір удару скиби об леміш.

Отже, коливання лемеша мають відповідати умові відсутності опору руху скиби під час різання. Щоб визначити цю умову, розглянемо схему роботи коливного лемеша (рис. 11.4), встановленого під кутом α до горизонту.

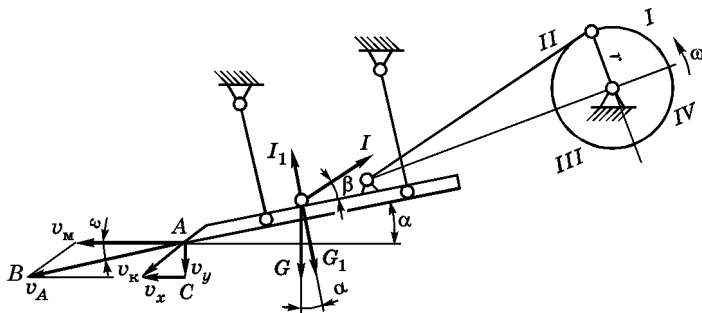


Рис. 11.4. Схема роботи коливного лемеша

На скибу, що лежить на лемеші, діє сила тяжіння G та сила інерції I :

$$I = m\omega^2 r \cos \omega t, \quad (11.11)$$

де m — маса часточки скиби; ω — кутова швидкість кривошипа; r — радіус кривошипа; ωt — кут повороту кривошипа.

Сила інерції під кутом β спрямована до площини лемеша і постійно змінює свій напрямок. При положенні кривошипа в I та IV квадрантах сила інерції направлена вгору, а в II та III квадрантах — униз. Кут коливань β також постійно змінюється, але в дуже малих межах ($\Delta\beta = 2...3^\circ$). Тому для розрахунків беремо $\beta = \text{const}$.

Тяговий опір активного лемеша знижуватиметься лише тоді, коли в момент підрізання ґрунту відбудеться підкидання скиби, що лежить на лемеші. У цей момент складова сили інерції нормалі відносно лемеша буде більшою за аналогічну складову сили тяжіння $I_1 > G_1$:

$$I_1 = I \sin \beta = m\omega^2 r \cos \omega t \sin \beta; \quad (11.12)$$

$$G_1 = G \cos \alpha = mg \cos \alpha.$$

Тоді умова відриву

$$m\omega^2 r \cos \omega t \sin \beta \geq mg \cos \alpha, \quad (11.13)$$

що після перетворень набере вигляду

$$\omega^2 r > \frac{g \cos \alpha}{\sin \beta \cos \omega t}. \quad (11.14)$$

Визначимо момент початку різання. Носок лемеша здійснює коливальний рух та переносний від руху машини. Отже, абсолютна швидкість леза лемеша (див. рис. 11.4) має такі складові:

$$v_a = v_m + v_k, \quad (11.15)$$

де v_m — швидкість машини; v_k — швидкість коливань лемеша.

Швидкість коливань лемеша можна подати у вигляді

$$v_k = \omega r \sin \omega t. \quad (11.16)$$

Вона нахилена під кутом $(\alpha + \beta)$ до горизонту і її напрямок залежить від положення кривошипа. При $0 < \omega t < \pi$ швидкість коливань спрямована вперед і вниз, тобто відбувається підрізання ґрунту. При $\pi < \omega t < 2\pi$ — швидкість коливання направлена назад і вгору.

Отже, різання відбувається тоді, коли складова руху лемеша від переносного та коливного рухів спрямована в бік руху машини.

Швидкість коливань розкладемо на вертикальну v_y та горизонтальну v_x складові. Початок різання відповідає моменту, коли горизонтальна складова v_x , яка направлена проти ходу машини, зменшуючись, досягне значення, яке дорівнює швидкості машини $v_x = v_m$. Або

$$\omega r \sin \omega t_0 \cos (\alpha + \beta) = v_m, \quad (11.17)$$

де ωt_0 — кут повороту кривошипа у момент початку підрізання ґрунту.

Після перетворень отримаємо

$$\sin \omega t_0 = \frac{v_M}{\omega r \cos(\alpha + \beta)}. \quad (11.18)$$

Звідси визначають момент початку різання:

$$\omega t_0 = \arcsin \omega t_0 \frac{v_M}{\omega r \cos(\alpha + \beta)}. \quad (11.19)$$

Ураховуючи, що $\cos^2 x = 1 - \sin^2 x$, підставимо вираз (11.18) у вираз граничної умови відриву скиби від лемеша (11.14):

$$\omega^2 r = \frac{g \cos \alpha}{\sin \beta \sqrt{1 - \left(\frac{v_M}{\omega r \cos(\alpha + \beta)} \right)^2}}. \quad (11.20)$$

Після перетворень і розв'язання відносно ω знайдемо значення кутової швидкості кривошипа підкидання скиби для заданих параметрів α , β та r :

$$\omega_{\Pi} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{v_M}{r \cos(\alpha + \beta)} \right]^2} + \sqrt{\frac{1}{4} \left[\frac{v_M}{r \cos(\alpha + \beta)} \right]^4 + \left[\frac{g \cos \alpha}{r \sin \beta} \right]^2}. \quad (11.21)$$

Експериментальними дослідженнями встановлено, що оптимальне значення кута нахилу лемеша до горизонту становить близько 20° , а кута коливань — $10 \dots 15^\circ$. При цьому кутова швидкість кривошипа — $60 \dots 70$ рад/с.

На тяговий опір значно впливає також кут нахилу вектора абсолютної швидкості до горизонту ε . За умови $\varepsilon > \alpha$ леміш нижньою частиною вдавлюється в ґрунт, що значно збільшує тяговий опір. Отже, другою умовою зменшення тягового опору активного лемеша є вираз $\varepsilon \leq \alpha$.

Визначимо кут ε , розглянувши трикутник ABC (див. рис. 11.4):

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{AC}{CB} = \frac{v_y}{v_M + v_x}. \quad (11.22)$$

Вертикальну і горизонтальну складові швидкості коливань подамо у вигляді

$$\begin{aligned} v_y &= v_K \sin(\alpha + \beta) = \omega r \sin \omega t \sin(\alpha + \beta); \\ v_x &= v_K \cos(\alpha + \beta) = \omega r \sin \omega t \cos(\alpha + \beta). \end{aligned}$$

Підставивши їхні значення у (11.22), отримаємо

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\omega r \sin \omega t \sin(\alpha + \beta)}{v_M + \omega r \sin \omega t \cos(\alpha + \beta)}.$$

Ураховуючи, що кут ε матиме максимальне значення при $\omega t = \frac{\pi}{2}$, умову зменшення тягового опору подамо у вигляді

$$\varepsilon_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{\omega r \sin(\alpha + \beta)}{v_M + \omega r \cos(\alpha + \beta)} \leq \alpha. \quad (11.23)$$

Отже, тяговий опір активного лемеша залежить від параметрів коливань, кута його нахилу до горизонту та швидкості машини.

11.4. Вибір та обґрунтування основних параметрів пруткового елеватора і грохота

Після підкопувальних лемешів підрізана скиба ґрунту потрапляє на сепарувальні робочі органи, які поділяють на два типи: пруткові елеватори і грохоти. Крім сепарації, вони виконують функцію транспортування вороху до інших робочих органів. Завдяки простоті конструкції та можливості здійснювати піднімання скиби під значним кутом широко застосовують пруткові елеватори.

Зі збільшенням кута нахилу полотна елеватора до горизонту процес сепарації поліпшується. Проте максимальний кут нахилу першого після підкопувальних робочих органів полотна не повинен перевищувати кут тертя ґрунту по сталі. Більшість машин має кут нахилу $20 \dots 22^\circ$. Кут нахилу полотна наступних каскадів не повинен перевищувати кут тертя бульб по сталі, тому коливається у межах $10 \dots 15^\circ$.

Щоб запобігти згуджуванню ґрунту, швидкість елеватора має бути більшою за швидкість машини. Умова відсутності нагромадження ґрунту:

$$v_e \geq \frac{v_M}{\cos \alpha}, \quad (11.24)$$

де v_e — швидкість елеватора; α — кут нахилу його полотна.

Процес переходу підрізаного ґрунту з лемеша на елеватор супроводжується ударом, що спричинює кришення скиби.

Збільшення швидкості елеватора сприяє ще більшому розпушенню ґрунту та зменшенню товщини його шару, що поліпшує сепарацію вороху.

Однак при значній швидкості пруткового елеватора ґрунт повністю просіяється не встигає. Тому в більшості бульбозбиральних машин швидкість елеватора перевищує швидкість самої машини в $1,3 - 1,6$ разів і становить $1,5 \dots 2,5$ м/с.

Інтенсивність просіювання та розпушування грудок збільшується при струшуванні робочого полотна пруткового елеватора. Для струшування встановлюють еліптичні зірочки або коливні ролики, які підтримують прутки елеватора.

Розглянемо процес струшування еліптичними зірочками (рис. 11.5).

Найдоцільнішим вважають відношення максима-

льного радіуса зірочки до мінімального $\frac{r}{r_1} = 1,25$.

Оскільки радіус зірочки змінний, то при її обертанні прутки елеватора періодично піднімаються і опускаються, переміщуючи ворох у нормальному напрямку до полотна. При цьому маса матеріалу відривається від полотна за умови

$$I \geq G \cos \alpha, \quad (11.25)$$

де I — сила інерції; G — сила тяжіння.

Або

$$mj \geq mg \cos \alpha, \quad (11.26)$$

де j — прискорення, яке отримує ворох.

У момент струшування полотна елеватора рухається по колу, яке описує велика вісь еліпса. Максимальне прискорення відповідатиме положенню еліпса при куті $\varphi = \frac{\pi}{2}$:

$$j_{\max} = \omega^2 r,$$

де ω — кутова швидкість обертання зірочки; r — радіус великої осі еліпса; φ — кут повороту зірочки.

Тоді умова відриву вороху від полотна набере вигляду

$$\omega^2 r \geq g \cos \alpha,$$

звідки

$$\omega \geq \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{r}}. \quad (11.27)$$

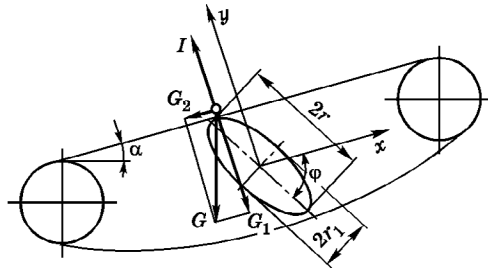


Рис. 11.5. Схема дії еліптичного струшувача

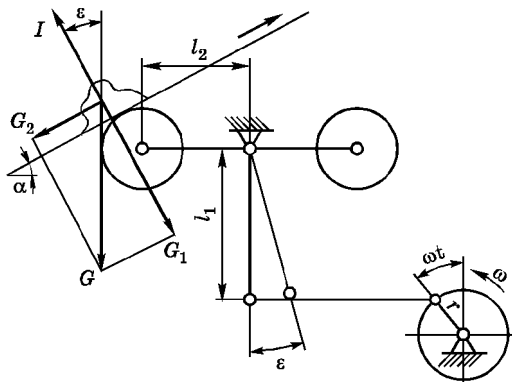


Рис. 11.6. Схема дії важільно-роликового струшувача

Отже, відрив маси матеріалу від полотна елеватора залежить від значення кута нахилу робочої стрічки та радіуса струшувача. При радіусі струшувача $r = 65$ мм (КТН) та куті нахилу полотна $\alpha = 22^\circ$ шар ґрунту може струшуватися лише при кутовій швидкості обертання зірочки понад 11,8 рад/с.

У деяких випадках застосовують спеціальний важільно-роликовий струшувальний механізм (рис. 11.6). Його перевага полягає у тому, що інтенсивність струшування можна регулювати.

При ударі ролика по прутках елеватора знизу матеріал притискується до полотна. Підкидання вороху відбудеться після того, як полотно підніметься у верхнє положення і уповільнить рух. Умова відриву аналогічна попередньому випадку (див. (11.25)).

Сила інерції при цьому становить

$$I = m\omega^2 r \sin \omega \frac{l_2}{l_1} \cos \varepsilon, \quad (11.28)$$

де ω — кутова швидкість кривошипа; r — радіус кривошипа; l_1 , l_2 — плечі важелів; ε — кут повороту важеля струшувача.

Позначивши відношення $\frac{l_1}{l_2} = \lambda$, після підстановок можна записати:

$$\omega^2 r \geq \frac{\lambda g \cos \alpha}{\cos \varepsilon \sin \omega t}.$$

звідки

$$\omega \geq \sqrt{\frac{\lambda g \cos \alpha}{r \cos \varepsilon \sin \omega t}}. \quad (11.29)$$

Оскільки кут ε досить малий ($\varepsilon < 10^\circ$), то беруть $\cos \varepsilon \approx 1$.

З іншого боку, при $\omega t = \frac{\pi}{2}$ матимемо $\sin \omega t = 1$. Отже, мінімальна кутова швидкість обертання кривошипа, при якій матеріал струшується, має вигляд

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{\lambda g \cos \alpha}{r}}. \quad (11.30)$$

Якщо частота обертання вала кривошипа не регулюється, то виникає зворотна задача визначення мінімального радіуса кривошипа:

$$r_{\min} = \frac{\lambda g \cos \alpha}{\omega^2}. \quad (11.31)$$

Отже, відрив вороху від полотна елеватора залежить від кута нахилу робочої стрічки до горизонту та параметрів кривошипа.

Довжина робочої стрічки полотна визначає ступінь сепарації. Найпоширенішою є довжина 1,5...1,7 м. З її збільшенням відсоток сепарації зростає незначно, причому вірогідність травмування бульб збільшується.

У багатьох випадках довжина робочої стрічки полотна l визначається потрібною висотою піднімання матеріалу H :

$$l = \frac{H}{\sin \alpha}.$$

Ширину полотна визначають конструктивно відповідно до ширини лемешів. Для однорядних машин вона становить 530...575 мм, для дворядних — 1000...1200 мм.

Крок прутків полотна елеватора вибирають за умови, що просвіти між прутками будуть меншими за діаметр бульб:

$$t - d \leq d_6, \quad (11.32)$$

де t — крок прутків; $d = 10...11$ — діаметр прутків, мм; d_6 — діаметр бульб.

Ураховуючи мінімальні розміри бульб, доцільно застосовувати пруткові конвеєри, що мають крок 36,0...41,3 мм. При цьому живий переріз робочої поверхні полотна η становить близько 75 %:

$$\eta = \frac{F_0}{F} 100, \quad (11.33)$$

де F_0 — площа просвітів; F — загальна площа полотна.

Іншим сепарувальним робочим органом є грохот — коливне решето, на якому ворох приводиться у відносний рух. Дрібні фракції

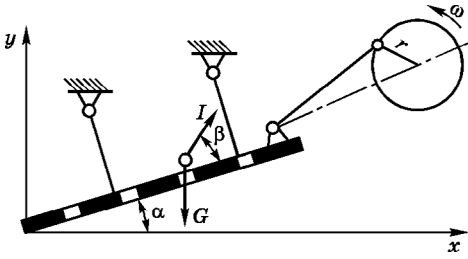


Рис. 11.7. Схема робочого процесу грохота

просіюються крізь отвори, а крупні йдуть сходом з верхньої частини реєстра. Одночасно із сепарацією матеріал рухається вгору. Грохоти картоплезбиральних машин працюють за такою самою схемою, як і коливні лемеші (рис. 11.7).

Основними параметрами, що визначають роботу грохота, є кут нахилу решета α , кут

коливань β , радіус r і кутова швидкість кривошипа ω .

Для інтенсифікації процесу сепарації матеріал має рухатися з відривом часточок від поверхні грохота. Якщо тривалість вільного польоту часточок t буде більшою від тривалості одного коливання грохота T , то виникнуть холості коливання, що небажано.

Отже, має дотримуватись умова

$$T \geq t. \tag{11.34}$$

Період одного коливання грохота можна визначити за виразом

$$T = \frac{2\pi}{\omega}. \tag{11.35}$$

Рух часточки після відривання від решета визначається рівнянням параболи

$$\left. \begin{aligned} x &= v_0 t \cos \beta; \\ y &= v_0 t \sin \beta - \frac{gt^2}{2}, \end{aligned} \right\} \tag{11.36}$$

де v_0 — початкова швидкість польоту часточки.

Рівняння поверхні решета в площині траєкторії часточки у момент відриву має вигляд

$$y = x \operatorname{tg} \alpha.$$

Підставивши у цей вираз значення x і y , після перетворень визначимо тривалість вільного польоту часточки:

$$t = \frac{2v_0 \sin(\beta - \alpha)}{g \cos \alpha}. \tag{11.37}$$

Швидкість часточки в момент відриву від поверхні грохота з певними допущеннями дорівнює швидкості грохота:

$$v_0 = \omega r \sin \omega t, \quad (11.38)$$

де ωt — кут, що визначає положення кривошипа в момент відриву часточки від грохота.

Умову відриву матеріалу від коливної поверхні, що визначена раніше (див. (11.14)), можна подати у вигляді

$$\frac{\omega^2 r}{g} \geq \frac{\cos \alpha}{\sin \beta \cos \omega t}. \quad (11.39)$$

Ураховуючи, що відрив відбувається в момент, коли вал кривошипа повертається на кут ωt , матимемо

$$\cos \omega t = \frac{g \cos \alpha}{\omega^2 r \sin \beta}.$$

Тоді вираз для швидкості v_0 набере вигляду

$$v_0 = \omega r \sqrt{1 - \cos^2 \omega t} = \omega r \sqrt{1 - \left(\frac{g \cos \alpha}{\omega^2 r \sin \beta} \right)^2}. \quad (11.40)$$

Підставивши значення швидкості відриву у рівняння (11.37), отримаємо вираз для визначення тривалості вільного польоту часточки:

$$t = \frac{2\omega r \sin(\beta - \alpha)}{g \cos \alpha} \sqrt{1 - \left(\frac{g \cos \alpha}{\omega^2 r \sin \beta} \right)^2}.$$

Тоді умова (11.34) набере вигляду

$$\frac{2\pi}{\omega} \geq \frac{2\omega r \sin(\beta - \alpha)}{g \cos \alpha} \sqrt{1 - \left(\frac{g \cos \alpha}{\omega^2 r \sin \beta} \right)^2}.$$

Після перетворень отримаємо

$$\frac{\omega^2 r}{g} \leq \frac{3,3 \cos \alpha}{\sin(\beta - \alpha)}. \quad (11.41)$$

Згідно з залежністю (11.41) між основними параметрами грохота вільний політ часточки відбувається в межах одного коливання решета. При вибраних значеннях кута нахилу грохота α і кута коливань β можна визначити показник кінематичного режиму $k = \frac{\omega^2 r}{g}$, що задовольнить умову (11.34).

Водночас для кращого транспортування матеріалу, що знаходиться на грохоті, доцільно мати такий режим роботи, коли часточки підкидаються вище від крайнього верхнього положення грохота:

$$\frac{\omega^2 r}{g} \geq \frac{2 \cos \alpha}{\sin(\beta - \alpha)}. \quad (11.42)$$

Ураховуючи умови (11.41) і (11.42), параметри грохота картоплезбиральних машин розраховують за залежністю

$$\frac{2 \cos \alpha}{\sin(\beta - \alpha)} \leq \frac{\omega^2 r}{g} \leq \frac{3,3 \cos \alpha}{\sin(\beta - \alpha)}. \quad (11.43)$$

Отже, при заданому радіусі кривошипа, щоб забезпечити найраціональніші умови грохота, кутову швидкість кривошипа регулюють у межах:

$$\sqrt{\frac{2g \cos \alpha}{r \sin(\beta - \alpha)}} \leq \omega \leq \sqrt{\frac{3,3g \cos \alpha}{r \sin(\beta - \alpha)}}. \quad (11.44)$$

11.5. Типи сортувальних робочих органів

Післязбиральна обробка бульбоплодів передбачає очищення картоплі від грудок ґрунту та інших залишок і сортування їх на фракції (табл. 11.3).

Таблиця 11.3. Розмірно-масові характеристики фракцій картоплі

Фракція	Маса, г	Довжина, мм	Ширина, мм	Товщина, мм
Велика продовольча	80 і більше	75 і більше	50...60	40...45
Середня насіннева	50...80	60...75	45...50	35...40
Дрібна кормова	30...50	50...60	40...45	33...35

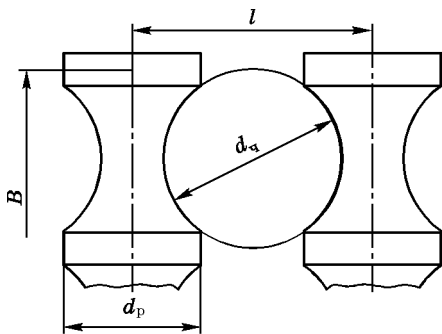


Рис. 11.8. Схема сортувальної роликів

У нашій країні прийнято розподіляти картоплю на фракції за масою. Бульби масою менше ніж 30 г ідуть у відходи.

За конструкцією сортувальні робочі органи поділяють на роликів, конвеєрні, грохотні, барабанні (циліндричні решета) і комбіновані.

Завдяки простоті конструкції найпоширенішими є сортувальні роликів поверхні (рис. 11.8).

Суміжні ролики діаметром d_p своїми виточками утворюють чарунку діаметром $d_{\text{ч}}$. Для зміни якості фракції передбачена можливість зміни міжосьової відстані l .

11.6. Визначення основних параметрів сортувальної роликової поверхні

Швидкість руху маси бульб по роликовій поверхні залежить від частоти обертання роликів:

$$v = \pi d_p n k, \tag{11.45}$$

де n — частота обертання ролика; $k = 0,4 \dots 0,6$ — коефіцієнт ковзання бульби відносно ролика.

Частота обертання роликів, що забезпечує рух бульб з їх мінімальними пошкодженнями, має становити 160...205 об/хв.

Ширину роликової поверхні визначають за допустимою питомою подачею маси бульбоплодів:

$$B = \frac{Q}{g}, \tag{11.46}$$

де Q — розрахункова продуктивність, т/год; g — допустима питома подача, т/год м.

Для роликової сортувалки допустима питома подача картоплі коливається в межах 14...20 т/год м.

Робочою ознакою для розділення бульб на роликовій поверхні є їх ширина. Проте за регулювання розмірів чарунки її форма відрізняється від кола, тому робочими ознаками слід вважати ширину та товщину картоплі.

Точність розділення маси бульб залежить від багатьох чинників. Особливість процесу полягає у витисненні попередніх бульб наступними при їх безперервній подачі.

Потрапляння картоплі в чарунку зумовлене взаємодією роликів із бульбою в шарі (рис. 11.9). При цьому на роликах бульба може заклинюватися і пошкоджуватися.

Аналізуючи схему роботи роликів, можна визна-

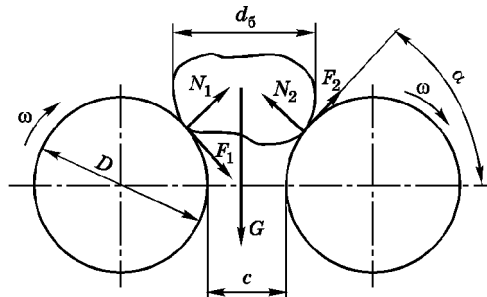


Рис. 11.9. Схема роботи роликів

чити умову запобігання заклинювання бульби розміром d_6 :

$$G + F_1 \sin \alpha < F_2 \sin \alpha + (N_1 + N_2) \cos \alpha, \quad (11.47)$$

де F_1 і F_2 — сили тертя; N_1 і N_2 — нормальні реакції роликів на бульбу; α — кут захвату бульби.

Кут α можна визначити за виразом

$$\sin \alpha = \frac{D + c}{D + d_6}, \quad (11.48)$$

де D — діаметр ролика; c — робочий зазор між роликами.

Звідси отримуємо діаметр ролика у місці контакту з бульбою:

$$D = \frac{d_6 \sin \alpha - c}{1 - \sin \alpha}. \quad (11.49)$$

Враховуючи умову зтягування картоплі вгору $\alpha \leq \varphi$, з виразу (11.48) визначимо максимальне значення діаметра ролика:

$$D_{\max} \leq \frac{d_6 \sin \varphi - c}{1 - \sin \varphi}, \quad (11.50)$$

де φ — кут тертя картоплі по роликівій поверхні.

Розділ 12

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ

12.1. Характеристика льону як об'єкта збирання

Льон-довгунець — технічна культура, яку вирощують на волокно. Рослина проходить чотири фази спілості: зелену, ранню жовту, жовту і повну. Визначають фазу за станом стебел, коробочок і насіння. Збирають льон переважно у фазі ранньої жовтої спілості, коли поле має зеленувато-жовтий фон, домінуючий колір мають 65...75 % коробочок і на 2/3 стебла опало листя. При цьому отримують найбільше високоякісного волокна. Рослини льону-довгунцю мають висоту 50...100 см, причому третина — 65...85 см. Діаметр стебла залежить від довжини і в середньому дорівнює 1...2 мм. Кількість стебел на 1 м² поля становить у середньому 1000 – 2000, кількість коробочок на стеблі залежить від довжини і сорту і дорівнює 1 – 6. Маса стебел становить 80 % від маси снопа. Зусилля висмикування стебла з ґрунту середньої щільності дорівнює 4...8 Н, а зусилля розриву стебла — 40...50 Н, причому найвищий опір стебла чинять за вологості 60...70 %. Граничний кут згинання, при якому стебло ламається, дорівнює 40...58°. Вимоги до якості роботи льонозбиральних машин регламентуються ГОСТ 6224–69. Чистота брання при прямому стеблостої має бути не менше ніж 99 % (95 % — при нахилі стебел на кут 70° до поверхні ґрунту). Розтягнутість стрічки і снопа не повинна перевищувати 1,3 % і не в'язь снопів не більше ніж 3 %; відхід стебел у плутанину до 3 %; діаметр снопів не більш як 18 см.

12.2. Машини і способи збирання льону

Для різних природно-екологічних зон застосовують три способи збирання льону: сноповий, роздільний і комбайновий. Сноповий спосіб є традиційним. Льон вибирають у фазі ранньої жовтої спілості, стебла розстиляють у стрічку для пров'ялювання, потім їх вручну в'яжуть у снопи, снопи ставлять у бабки для просушування. Просушений льон обмолочують, а льоносолому знову розстиляють тонким

шаром для вилежування і отримання трести. Тресту на льонищі піднімають, в'яжуть у снопи і відправляють на льонозавод або складають у господарстві під нависи. Насіння після обмолоту досушують, очищають на очисних машинах і засипають на зберігання. За цього способу начіпною льонобралкою ТЛН-1,5А поле розбивають на загінки. Потім у загінці льон вибирають причіпною льонобралкою ЛТ-4 із розстиланням стрічкою, а за наявності в'язального апарата ЛТВ-4 — із в'язанням у снопи. Тресту піднімають підбирачем ПТН-1. Насіння очищають насіннеочисними машинами СОМ-300 і СМП-0,5. Снопова технологія потребує великих одночасних витрат ручної праці — до 210 люд.-год на 1 га, або 70 % усіх витрат.

Збираючи льон роздільним способом, льонобралка розстилає вибрані стебла тонкою стрічкою на льонищі. Після просушування упродовж 6–7 днів стебла підбирають, обмолочують, солому зв'язують у снопи і відправляють на льонозавод або знову розстилають на льонищі для отримання трести. Ляний ворох затарюють у мішки і перевозять на тік, досушують на сушарках або активним вентиляванням з підігрітим повітрям і остаточно переробляють за допомогою молотарки-віялки МВ-2,5А. Інші машини застосовують такі самі, що й за снопового способу.

Найпрогресивнішим є комбайновий спосіб збирання, який дає змогу зібрати врожай у кращі агротерміни, не допустити втрат і зменшити витрати праці в 2,0–2,5 рази. За цього способу льон вибирають, одночасно обчісують головки з насінням, а льоносолону розстилають у стрічку на вилежування для отримання трести або в'яжуть у снопи для здачі на льонозавод. Льоноворох доставляють на пункт сушіння, де його обмолочують, насіння в головках висушують на сушарці, потім переробляють на ворохомолотарці МВ-2,5А. Для цього способу передбачено такий комплекс машин: льонозбиральні комбайни ЛК-4Т (із розстельним столом) і ЛКВ-4Т (із в'язальним апаратом), сушарка льоновороху СКМ-1, комплект обладнання механізованого пункту для сушіння й перероблення льоновороху КСПЛ-0,9, молотарка МВ-2,5А, підбирач трести ПТН-1 і обертач стрічок льону ОСН-1.

Льонобральні машини і комбайни випускають у двох виконаннях: із в'язальним апаратом та із розстельним столом. Для всіх машин установлено єдиний робочий захват — 1,25 м, ширина секції брального апарата — 38 см, швидкість бральних пасів — 2,5...3,5 м/с, швидкість руху 6...12 км/год, висота брання — 15...40 см.

12.3. Бральні апарати льнобралок і льонозбиральних комбайнів

12.3.1. Типи бральних апаратів

Бральні апарати захоплюють рослини льону з певної ширини оброблюваного поля. Кожен апарат затискує спрямовані до нього стебла і, переміщуючи їх угору, висмикує рослини з ґрунту. На льнобралках і льонокомбайнах застосовують бральні апарати двох типів: стрічково-роликівий і стрічково-дисковий.

Стрічково-роликівий апарат

(рис. 12.1, а) має два гумових безконечних паси 1, спряжені гілками яких роликівими 2 взаємно притискаються і рухаються вгору, утворюючи в зоні брання криволінійний струмок. Бральний апарат розміщений під кутом до поверхні ґрунту. Швидкість пасів у 2–3 рази більша від поступальної швидкості машини, тому паси висмикують затиснені стебла із ґрунту.

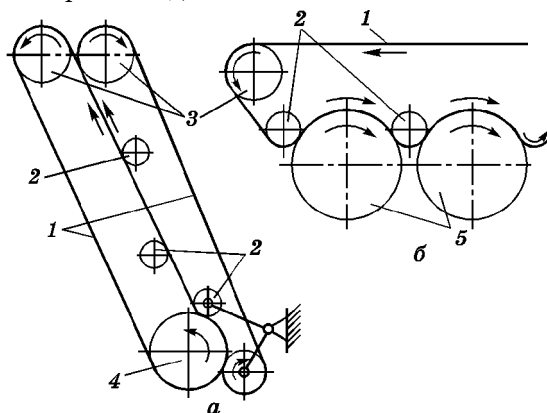


Рис. 12.1. Типи льнобральних апаратів:

а — стрічково-роликівий; б — стрічково-дисковий;
1 — бральні паси; 2 — притискові роликіви; 3 — ведучі шківів; 4 — ведений шків; 5 — обгумовані диски

Стрічково-дисковий апарат (рис. 12.1, б) має гумовий бральний пас 1, він охоплює шків 3, роликіви 2 і обгумовані диски 5. Затиснені між диском і пасом стебла льону під час пересування машини висмикуються із ґрунту.

12.3.2. Основи теорії бральних апаратів

Робочий процес брального апарата охоплює такі операції: подання стебел у зону захоплення; захоплення стебел пасами; брання рослин і транспортування їх.

Подання стебел. Паси машини здійснюють складний рух: переносний поступальний разом із машиною v_m і відносний обертальний разом із шківівими $v_{\text{ш}}$. Нехай стебло, подане подільником, надходить на поверхню паса в точку А, звідки зміщується в точку С, де

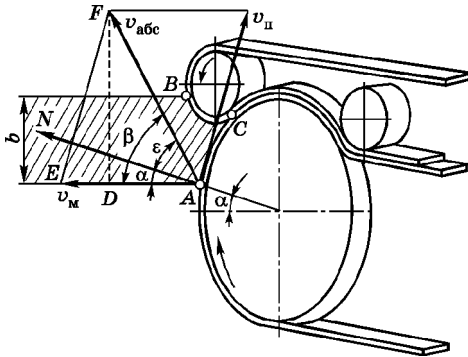


Рис. 12.2. Схема подавання стебел льонобральним апаратом

воно буде затиснене пасами (рис. 12.2). Зону дії пасів позначено літерою b , а її межі — літерами A і B . Під час руху машини стебло стигається з пасом і внаслідок пружності притискується до нього. Воно може ковзати по пасу і відхилитися, що небажано. Щоб уникнути ковзання, треба задовольнити умову

$$\epsilon \leq \varphi, \quad (12.1)$$

де ϵ — кут між нормаллю N до пасу і напрямком абсолютної швидкості v_{abc} у точці A ; φ — кут тертя стебла об пас.

Якщо положення стебла у точці A визначити через кут α , то згідно з рис. 12.2 матимемо:

$$\epsilon = \beta - \alpha,$$

де β — кут, на який відхиляється напрямок абсолютної швидкості v_{abc} від напрямку руху машини v_M .

Тепер залежність (12.1) матиме вигляд

$$\beta - \alpha \leq \varphi,$$

звідки

$$\beta \leq \alpha + \varphi, \text{ або } \text{tg } \beta \leq \text{tg } (\alpha + \varphi).$$

Розпишемо тангенс суми двох кутів, урахувуючи, що коефіцієнт тертя $f = \text{tg } \varphi$:

$$\text{tg } \beta \leq \frac{\text{tg } \alpha + f}{1 - f \text{tg } \alpha}. \quad (12.2)$$

Розглянемо трикутники ADF і EDF . Маємо залежності: $EF = v_{II}$ — як протилежні сторони ромба; $DFE = \alpha$, тому $FD = EF \cos \alpha = v_{II} \cos \alpha$; $AD = AE - ED$, але $AE = v_M$, $ED = v_{II} \sin \alpha$, тому $AD = v_M - v_{II} \sin \alpha$.

Після перетворення отримаємо

$$\text{tg } \beta = \frac{FD}{AD} = \frac{v_{II} \cos \alpha}{v_M - v_{II} \sin \alpha}. \quad (12.3)$$

Візьмемо

$$v_{\Pi}/v_M = \lambda,$$

де λ — показник кінематичного режиму.

Підставимо його значення у формулу (12.3), виконаємо перетворення і дістанемо

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\lambda \cos \alpha}{1 - \lambda \sin \alpha}. \quad (12.4)$$

Прирівнявши значення двох виразів для $\operatorname{tg} \beta$ і розв'язавши нерівність відносно λ , матимемо

$$\lambda \leq f \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (12.5)$$

Якщо $f = \text{const}$ і $\lambda = \text{const}$, то подача без ковзання залежить від значення кута α . Збільшуючи його, можна збільшувати λ . Кут α встановлюють боковими прутками подільників. При сталому значенні λ вхід стебел у русло без ковзання відбуватиметься за більших значень α .

Брання центральних стебел. Центральне стебло розміщується в площині брального струмка. Нехай точка захоплення стебла A лежить на висоті h від поверхні ґрунту (рис. 12.3).

Процес брання відбувається під час переміщення точки A при переносному русі зі швидкістю руху машини v_M і при відносному русі зі швидкістю руху паса v_{Π} . Швидкість v_a абсолютного руху точки A складається зі швидкостей v_M і v_{Π} . Якщо на початку брання стебло було вертикальним, то кінець процесу настане у точці C_1 , коли корінь завдовжки l_k разом із стеблом буде повністю висмикнутий із ґрунту і стебло нахилиться. Визначимо абсолютну швидкість брання v_a з трикутника ABC за теоремою косинусів:

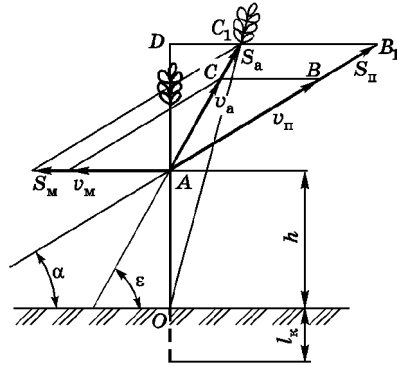


Рис. 12.3. Схема брання центральних стебел

$$v_a = \sqrt{v_M^2 + v_{\Pi}^2 - 2v_M v_{\Pi} \cos \alpha}. \quad (12.6)$$

Абсолютна швидкість брання залежить від кута нахилу α брального апарата. Напрямок швидкості брання v_a визначається кутом ε

з трикутника ABC за теоремою синусів:

$$\frac{v_a}{\sin \alpha} = \frac{v_{\Pi}}{\sin(180^\circ - \varepsilon)} = \frac{v_{\Pi}}{\sin \varepsilon}.$$

Звідси

$$\sin \varepsilon = \frac{v_{\Pi}}{v_a} \sin \alpha. \quad (12.7)$$

Визначимо довжину бральної ділянки паса S_{Π} з трикутника AB_1D :

$$AD/AB_1 = \sin \alpha; AB_1 = S_{\Pi} = AD/\sin \alpha,$$

але $AD = OD - h$. Нехтуючи поздовжнім відхиленням стебла, визначимо OD з трикутника OC_1D :

$$OD = OC_1 \sin \varepsilon = (h + l_k) \sin \varepsilon.$$

Тепер $AD = (h + l_k) \sin \varepsilon - h$.

Тоді

$$S_{\Pi} = \frac{(h + l_k) \sin \varepsilon - h}{\sin \alpha}. \quad (12.8)$$

Визначимо також шлях S_M , який пройде машина за час брання. Із трикутника AB_1C_1 за теоремою синусів

$$\frac{B_1C_1}{\sin(\varepsilon - \alpha)} = \frac{AB_1}{\sin\{180^\circ - [\alpha + (\varepsilon - \alpha)]\}}.$$

Звідси

$$S_M = \frac{S_{\Pi} \sin(\varepsilon - \alpha)}{\sin \varepsilon}. \quad (12.9)$$

Із виразів (12.8) і (12.9) видно, що зі збільшенням кута α довжина ділянки брання S_{Π} зменшується. Зменшується також шлях S_M . Тому кут нахилу бральних апаратів значний і може регулюватися в межах $45...70^\circ$. В існуючих машинах довжина брального струмка більша, ніж максимальне розрахункове значення S_{Π} і варіюється в межах $22...40$ см.

Брання зміщених стебел стрічково-дисковим бральним апаратом. Повне видалення стебла із ґрунту відбувається за умови

$$T_3 > T_6, \quad (12.10)$$

де T_3 — тривалість защемлення; T_6 — тривалість брання.

Виходячи з рис. 12.4, матимемо

$$T_3 = \gamma r / u, \quad (12.11)$$

де γ — кут обхвату шківів пасом, рад; r — радіус брального шківів, м; u — колова швидкість шківів, м/с.

Час висмикування стебла із ґрунту (брання)

$$T_6 = S_M / v_M. \quad (12.12)$$

Підставивши значення (12.11) і (12.12) у вираз (12.10) і беручи до уваги, що $\lambda = u/v_M$, отримаємо

$$\lambda = \gamma r / S_M. \quad (12.13)$$

Шлях S_M беруть для крайніх лівих стебел (по ходу машини), оскільки шлях їх найдовший, бо подільник відхиляє їх вправо, і в процесі брання вони зміщуються вліво. Незначним поздовжнім відхиленням нехтують. Ураховуючи поперечне відхилення стебел, а також припускаючи, що зміщення початкової точки струмка відносно середини відстані між сусідніми бральними шківів дорівнює приблизно радіусу натискного ролика, визначимо шлях машини S_M :

$$S_M = \sqrt{\left(\sqrt{h^2 + b^2} + l_k\right)^2 - h^2 - (b - d)^2},$$

де h — висота брання; b — ширина брального струмка; l_k — довжина кореня; d — діаметр натискного ролика.

Підставивши одержане значення у вираз (12.13), матимемо

$$\lambda = \frac{\gamma r}{\sqrt{\left(\sqrt{h^2 + b^2} + l_k\right)^2 - h^2 - (b - d)^2}}. \quad (12.14)$$

Беручи до уваги сталі значення вхідних величин, дійдемо висновку, що брання зміщених стебел забезпечують регулюванням висоти h і швидкістю машини v_M .

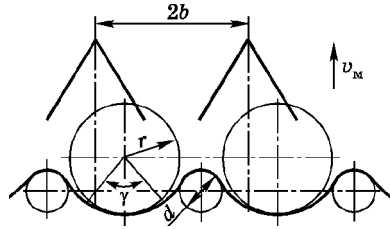


Рис. 12.4. Схема брання зміщених стебел стрічково-дисковим бральним апаратом

12.4. Льонозбиральні комбайни

12.4.1. Типи і робочий процес льонозбиральних комбайнів

Льонозбиральні комбайни бувають двох типів: із в'язальним апаратом (ЛКВТ, ЛКВ-4А) та із розстельним столом (ЛК-4Т, ЛК-4А). Комбайн вибирає стебла, обчісує головки, а потім в'яже стебла у снопи і скидає соломку на льонище.

Основні вузли комбайна ЛКВ-4А змонтовано на рамі, яка спирається на пневматичні колеса. Подільники поділяють стебла на чотири смуги завширшки 38 см, які надходять до бральних струмків. Бральний апарат висмикує стебла і по чотирьох струмках переносить їх до затискного конвеєра. Затиснені ним стебла протягуються по камері обчісування, при цьому гребені обчісувального пристрою відривають від стебел насінневі коробочки. Після цього обчесані стебла потрапляють на стіл в'язального апарата. У комбайні з розстельним столом обчесаний льон сходить по столу і у вигляді стрічки скидає на льонище. Насінневі коробочки по конвеєру потрапляють у транспортний візок.

12.4.2. Вибір та обґрунтування основних параметрів обчісувальних апаратів

Основною робочою частиною обчісувального апарата є обчісувальний барабан, який обертається у кожусі і утворюється двома опорними дисками і чотирма гребінками із загостреними зубами. Цапфи гребінок обертаються в шарикопідшипниках, корпуси яких прикріплені до дисків. На правому кінці вала кожної гребінки насаджено кривошип, який пальцем вставлений у підшипник напрямного диска.

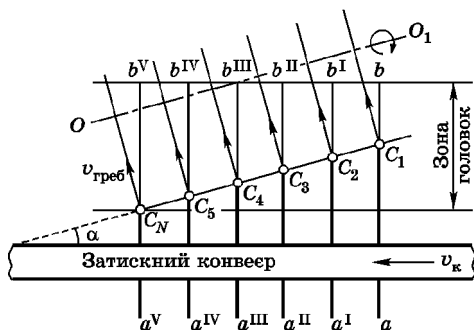


Рис. 12.5. Схема розміщення зубів обчісувального гребеня відносно затискного конвеєра

Цей диск вільно обертається на ексцентрику. На валу обчісувального барабана змонтовано обгінну муфту, яка роз'єднує вал барабана з приводом під час зупинення машини. Для здійснення безперервного обчісування стебел потрібно затискному пристрою комбайна надати поступального руху зі сталою швидкістю v_k (рис. 12.5), а гребінку розмістити під певним

кутом α до напрямку руху затискного конвеєра і надати їй поступального руху під кутом до положення стебел у конвеєрі. Стебла $ab, a^I b^I, \dots, a^V b^V$ обчісуються зубами C_1, C_2, \dots, C_N гребеня, що обертається навколо осі OO_1 . Зуби входять у масу стебел легко і надійно за умови, що напрямок зуба збігається з напрямком його швидкості і, крім того, коли зуб входить під гострим кутом до поверхні оброблюваного матеріалу. Кут нахилу гребінок регулюють зміною довжини тяги ексцентрика.

На гребінці зуби розміщені кількома групами, які відрізняються різними проміжками між зубами. Перша група зубів з найширшим проміжком здійснює перші прочісування з метою впорядкування положення стебел у стрічці, розміщення їх паралельно одне одному. При цьому прочісується небагато головок. Наступне прочісування тих самих стебел здійснюють зубами груп, проміжок між якими зменшується. При цьому поступово обчісують усі головки.

За малої подачі стебел на стрічку відбувається недообчісування, а за великої — стебла рвуться і відходять у плутанину. Отже, оптимальною є умова

$$1500 < \delta < 6000,$$

де δ — кількість стебел на 1 м стрічки, або щільність стрічки.

Її визначають за співвідношенням:

$$\delta = q/v_K,$$

де q — кількість стебел, що надходить у машину за 1 с; v_K — швидкість затискного конвеєра.

Кількість стебел

$$q = 2bZv_M,$$

де $2b$ — ширина захвату одного брального струмка, м; Z — кількість струмків, шт.; v — кількість стебел на 1 м² поля, шт.; v_M — швидкість комбайна, м/с.

Звідси

$$\delta = \frac{2bZv_M}{v_K}.$$

Під час експлуатації льонозбиральних комбайнів значення $2b, Z, v_K$ є сталими. Якщо урожайність відома, а отже, відоме значення v , то за певних значень δ можна визначити оптимальну швидкість комбайна:

$$v_m = \frac{\delta v_k}{2bZv}. \quad (12.15)$$

Для розрахунків беруть $\delta = 4000 \dots 5000$ стебел на 1 п.м.

При входженні зубів у стрічку стебла не повинні відхилитися в поперечному напрямку. Відхилення стебел під дією гребенів залежить від коефіцієнта тертя стебел об поверхню зубів, від напрямку швидкості кінця зуба відносно його осьової лінії і від кута α входження зубів у стрічку. Нехай коло барабана зміщене від затискного конвеєра на величину C , зуби нахилені під кутом γ , кінці зубців рухаються по колу радіуса r з центром O_1 , зуб входить у стрічку в точку A (рис. 12.6).

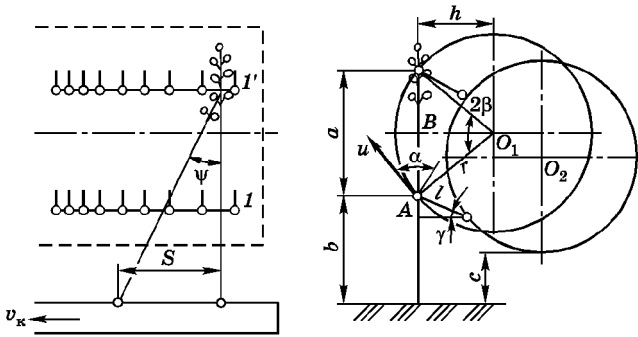


Рис. 12.6. Схема роботи обчисувального апарата

Положення точки A визначається розміром «мертвої зони» b :

$$b = c + r + l \sin \gamma - \sqrt{r^2 - h^2}, \quad (12.16)$$

де l — довжина зуба; r — відстань від стебла до осі O кола, по якому обертається зуб.

При зростанні h «мертва зона» збільшується. На короткостебловому льоні збільшення b зумовлює недообчисування низько розміщених коробочок. Щоб цього уникнути, зменшують h . Вхід зубів у стрічку залежить від кута α між напрямком швидкості зуба і нормаллю до нього. Із рис. 12.6 випливає, що

$$\alpha = \beta + \gamma,$$

але $\beta = \arccos h / r$, тоді

$$\alpha = \arccos (h / r) + \gamma. \quad (12.17)$$

У результаті збільшення кута γ і радіуса r барабана збільшується кут α , а при зростанні h цей кут зменшується. На практиці застосовують значення кута $\alpha = 72 \dots 75^\circ$.

Як зазначалося, відстань між зубами обчісувальних барабанів змінна: від 26 мм на вході до 15 мм на виході із зони обчісування. Затискний конвеєр встановлено під кутом 10° до горизонту. Тому відстань h на вході більша, ніж на виході, і ширина зони обчісування a на вході менша, ніж на виході. Враховуючи розтягнутість головок по довжині стебел і розтягнутість стебел у стрічці, довжину зони обчісування слід установлювати в межах $a = 500 \dots 600$ мм, а відстань $h > 100$ мм (інакше стебла будуть заплутуватися і рватися). Із трикутника AO_1B визначаємо діаметр барабана

$$d = 2r = \sqrt{4h^2 + a^2}.$$

Дослідами встановлено, що для повного відокремлення коробочок від стебла стрічку потрібно прочесати гребенями барабана 5–6 разів. Визначимо необхідні для цього умови. Якщо траєкторія першого від входу зуба $l - l'$, то за час прочісування стрічки комлі стебел перемістяться затискним конвеєром на відстань S і відхиляться на кут ψ . Проте $S = (a + b) \operatorname{tg} \psi$, а з другого боку, $S = v_{\text{к}} t$, тоді

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{S}{a + b} = \frac{v_{\text{к}} t}{a + b}, \quad (12.18)$$

де $v_{\text{к}}$ — швидкість затискного конвеєра, м/с; t — тривалість одного прочісування, с.

Визначимо тривалість одного прочісування:

$$t = \frac{2\beta}{\omega} = \frac{d\beta}{u}.$$

Швидкість колового руху u зубів обчісувального барабана сучасних льонозбиральних комбайнів беруть $u = 7 \dots 9$ м/с. За більших значень спостерігається обривання стебел унаслідок їх заплутування.

Із трикутника AO_1B — $\beta = \arcsin a/d$, тоді

$$t = \frac{d \arcsin a/d}{u}.$$

Підставимо значення t у вираз (12.18):

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{v_{\text{к}} d \arcsin a/d}{u(a + b)}.$$

Досвід показує, що відхилення стебел при обчисуванні на кут $\psi < 19^\circ$ не спричинює їх заплутування та обривання. Отже, швидкість руху конвеєра

$$v_k = \frac{u(a+b)\operatorname{tg}\psi}{d \arcsin a/d}. \quad (12.19)$$

Вираз (12.19) використовують для розрахунку та регулювання режимів роботи обчисувального апарата.

Список використаної літератури

1. *Василенко П.М., Бабий П.Т.* Культиваторы (Конструкция, теория и расчет). — К.: УАСХН, 1961. — 239 с.
2. *Галагура І.І., Назаренко О.Г.* Тракторні лемішні плуги (Теорія і конструкція). — Харків: ГОНТИ — НКТП, ДНТВУ, 1939. — 172 с.
3. *Горячкин В.П.* Собрание сочинений в 3 т. — Изд. 2-е. — М.: Колос, 1968. — Т. 1. — 720 с.; Т. 2. — 455 с.; Т. 3. — 384 с.
4. *Зайка П.М.* Теорія сільськогосподарських машин: У 2 т. — Т. 1 (частина 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. — Харків: ОКО, 2001. — 443 с.
5. *Кленин Н.И., Сакурн В.А.* Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. — 3-е изд., перераб. и дополн. — М.: Колос, 1994. — 751 с.
6. *Летошнев М.Н.* Сельскохозяйственные машины. Теория, расчет, проектирование и испытание. — 2-е изд., перераб. и дополн. — М.; Л.: Гос. изд-во с.-х. лит., 1995. — 764 с.
7. *Матюшин Ю.И., Гринчук И.М., Егоров Г.М.* Расчет и проектирование ротационных почвообрабатывающих машин. — М.: Агропромиздат, 1988. — 175 с.
8. *Ротационные почвообрабатывающие машины. Конструкция, расчет, проектирование / Е.П. Яцук, И.М. Панов, Д.Н. Ефимов и др.* — М.: Машиностроение, 1971. — 256 с.
9. *Саакян С.С.* Сельскохозяйственные машины (Конструкция, теория и расчет). — М.: Изд-во с.-х. лит., 1962. — 328 с.
10. *Сабликов М.В.* Сельскохозяйственные машины. — Ч. 2. Основы теории и технологического расчета. — М.: Колос, 1988. — 296 с.
11. *Сельскохозяйственные машины. Теория, конструкция и расчет / Б.Г. Турбин, А.Б. Лурье, С.М. Григорьев и др.; Под ред. Б.М. Турбина.* — 2-е изд., перераб. и дополн. — М.; Л.: Машиностроение, 1967. — 493 с.
12. *Сельскохозяйственные машины / Под ред. П.И. Минина.* — М.: Машгиз, 1949. — 220 с.
13. *Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е. Листопад, Г.К. Демидов, Б.Д.Зонов и др.; Под общ. ред. Г.Е. Листопада.* — М.: Агропромиздат, 1986. — 688 с.
14. *Синекоков Г.Н., Панов И.М.* Теория и расчет почвообрабатывающих машин. — М.: Машиностроение, 1977. — 328 с.

15. *Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин* / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов и др.; Под ред. Е.С. Босого. — 2-е изд., перераб. и дополн. — М.: Машиностроение, 1978. — 568 с.
16. *Хайлис Г.А.* Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. — К.: Изд-во УСХА, 1992. — 235 с.
17. *Цимерман М.З.* Рабочие органы почвообрабатывающих машин. — М.: Машиностроение, 1978. — 295 с.
18. *Цытович Н.А.* Механика грунтов. — 4-е изд., перераб. и дополн. — М.: Высш. шк., 1983. — 288 с.
19. *Щучкин Н.В.* Лемешные плуги и луцильники. — М.: Науч.-техн. изд-во машиностроительной лит., 1952. — 291 с.

Зміст

Передмова	3
Розділ 1. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН І ЗНАРЯДЬ ДЛЯ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ	5
1.1. Ґрунт — місце проростання рослин і об'єкт механічного обробітку	5
1.1.1. Завдання та наукові основи механічного обробітку ґрунту	5
1.1.2. Операції, способи, машини і знаряддя для обробітку ґрунту	6
1.1.3. Ґрунт як об'єкт обробітку	8
1.2. Основи теорії та розрахунку лемішно-полицевих плугів і лущильників	19
1.2.1. Теоретичні основи технологічного процесу оранки	20
1.2.2. Ножі та теорія різання ґрунту лезом	25
1.2.3. Плужні корпуси та взаємодія клину з ґрунтом	34
1.2.4. Теоретичні основи побудови лемішно-полицевої поверхні плужного корпусу	44
1.2.5. Визначення параметрів польової дошки	59
1.2.6. Теоретичні основи побудови лемішно-полицевої поверхні передплужника	61
1.2.7. Особливості швидкісних робочих поверхонь плужних корпусів	63
1.2.8. Сили, що діють на плужний корпус	65
1.2.9. Тяговий опір плуга	67
1.2.10. Обґрунтування схеми розміщення робочих органів на рамі плуга	71
1.2.11. Умови рівноваги плуга	73
1.3. Теорія та розрахунок дискових ґрунтообробних машин і знарядь	81
1.3.1. Основні геометричні параметри дисків	82
1.3.2. Регульовані технологічні параметри та процес роботи дисків	83

1.3.3. Силова характеристика і тяговий опір дискових робочих органів	86
1.4. Теорія та розрахунок зубових борін.....	87
1.4.1. Робочі органи і процес роботи зубових борін	87
1.4.2. Розміщення зубів на рамі борони	89
1.4.3. Рівновага і тяговий опір зубової борони	94
1.5. Теорія та розрахунок культиваторів	95
1.5.1. Робочі органи культиваторів та їхні параметри	95
1.5.2. Дія полільних і універсальних лап на коріння бур'янів	98
1.5.3. Взаємне розміщення полільних і універсальних лап.....	99
1.5.4. Дія розпушувальних лап на ґрунт і їх взаємне розміщення.....	100
1.5.5. Система кріплення лап до рами та стійкість ходу по глибині	103
1.5.6. Визначення основних параметрів культиваторів	105
1.6. Теорія та розрахунок ґрунтообробних машин з активними робочими органами	107
1.6.1. Робочі органи фрез, проріджувачів і штангових культиваторів	108
1.6.2. Процес роботи і траєкторія руху робочих органів фрези та проріджувача	110
1.6.3. Основні параметри роботи фрези	113
1.6.4. Витрати потужності для роботи фрези	117
1.6.5. Визначення основних параметрів фрези.....	119
1.7. Теорія та розрахунок котків	120
1.7.1. Процес дії котка на ґрунт	121
1.7.2. Визначення параметрів котка	122
1.7.3. Опір перекочуванню котка.....	122

Розділ 2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ СІВБИ І САДІННЯ

124

2.1. Основні властивості насіння	124
2.1.1. Технологічні властивості насіння.....	124
2.1.2. Закономірності руху насіння	125
2.2. Типи робочих органів сівалок	128
2.2.1. Основи розрахунку котушкових висівних апаратів	128
2.2.2. Основи теорії та розрахунку дискових висівних апаратів	132
2.2.3. Основи теорії та розрахунку пневматичних висівних апаратів	137
2.2.4. Основи теорії сошників	141
2.3. Типи робочих органів машин для садіння	145
2.3.1. Основи теорії картоплесадильних машин.....	145
2.3.2. Основи теорії машин для садіння розсади	149

Розділ 3. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ДОБРИВ	152
3.1. Способи внесення добрив, види добрив та їхні технологічні властивості	152
3.2. Типи робочих органів машин для внесення мінеральних добрив	154
3.2.1. Основи теорії дискових дозувальних апаратів	155
3.2.2. Основи теорії відцентрових розсіювальних дисків	157
3.2.3. Вибір та обґрунтування гідравлічних і пневмогідравлічних пристроїв для внесення рідких мінеральних добрив	161
3.3. Типи робочих органів машин для внесення органічних добрив	165
3.3.1. Вибір і обґрунтування параметрів конвеєрного дозувального апарата	165
3.3.2. Вибір і обґрунтування параметрів розкидального апарата органічних добрив	166
Розділ 4. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗАХИСТУ РОСЛИН	171
4.1. Основи теорії розпилення рідин і порошоків	171
4.1.1. Механічне розпилення рідин	172
4.1.2. Утворення електрично заряджених аерозолів	175
4.1.3. Розпилення порошоків	179
4.1.4. Конденсаційне утворення аерозолів	180
4.1.5. Вплив розмірів краплин на ефективність обприскування і обґрунтування оптимальної дисперсності	182
4.2. Технологічний розрахунок робочих органів обприскувачів	186
4.2.1. Розрахунок параметрів баків і мішалок	186
4.2.2. Розрахунок параметрів насосів	188
4.2.3. Розрахунок параметрів розпилювальних пристроїв	189
4.3. Технологічний розрахунок робочих органів протруювачів	192
4.4. Технологічний розрахунок робочих органів обпилювачів	193
Розділ 5. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ КОСАРОК, КОСАРОК-ПЛЮЩИЛОК, ОБЧІСУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ, ПОДРІВНЮВАЛЬНИХ АПАРАТІВ, ЖАТОК І ПІДБИРАЧІВ	195
5.1. Подільники і стеблепідіймачі	195
5.1.1. Основи теорії, призначення, типи і застосування подільників	195
5.1.2. Основи теорії, призначення, типи і застосування стеблепідіймачів та гичкопідіймачів	201
5.2. Мотовила	204
5.2.1. Призначення, типи і застосування мотовил	204

5.2.2. Основи теорії та розрахунку мотовил	207
5.3. Різальні апарати	217
5.3.1. Призначення, типи і застосування різальних апаратів	217
5.3.2. Параметри, що впливають на різальну здатність ножа	218
5.3.3. Сегментно-пальцові різальні апарати. Типи. Механізми приводу. Основи теорії та розрахунку	222
5.3.4. Ротаційні різальні апарати з вертикальною віссю обертання. Типи. Основи теорії та розрахунку	237
5.3.5. Ротаційні різальні апарати з прямолінійним поступальним рухом ножів. Основи теорії та розрахунку	243
5.3.6. Ротаційні різальні апарати з горизонтальною віссю обертання. Основи теорії та розрахунку	244
5.4. Вальцьові апарати	247
5.4.1. Типи і призначення вальцьових апаратів	247
5.4.2. Основи теорії та розрахунку вальцьових апаратів.....	249
5.5. Подрібнювальні апарати	251
5.5.1. Призначення, типи і застосування подрібнювальних апаратів	252
5.5.2. Основи теорії та розрахунку подрібнювачів кормозбиральних комбайнів	253
5.6. Транспортувальні пристрої жаток.....	255
5.6.1. Призначення, типи і застосування транспортувальних пристроїв жаток	255
5.6.2. Основи теорії та розрахунку транспортувальних пристроїв жаток	255
5.7. Обчісувальні пристрої.....	263
5.7.1. Призначення, типи і застосування обчісувальних пристроїв.....	263
5.7.2. Основи теорії та розрахунку обчісувальних пристроїв	265
5.8. Підбирачі	267
5.8.1. Призначення, типи і застосування підбирачів.....	267
5.8.2. Основи теорії та розрахунку підбирачів	267

Розділ 6. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МОЛОТАРОК ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

274

6.1. Молотильно-сепарувальні пристрої	274
6.1.1. Призначення і типи молотильно-сепарувальних пристроїв.....	274
6.1.2. Основи теорії та розрахунку молотильно-сепарувальних пристроїв.....	280
6.2. Соломовідокремлювачі	289
6.2.1. Призначення і типи соломовідокремлювачів	289
6.2.2. Основи теорії та розрахунку соломовідокремлювачів	291
6.3. Очисники зерна	296

6.3.1. Призначення, типи, параметри і режим роботи очисників зерна.....	297
6.4. Домолочувальні пристрої	300
6.4.1. Призначення, типи, параметри і режим роботи домолочувальних пристроїв	301
6.5. Бункери для зерна	302
6.5.1. Елементи конструкції і параметри бункерів для зерна	302
6.5.2. Тривалість заповнення і розвантаження бункера	303
6.6. Продуктивність і пропускна здатність комбайна	303
Розділ 7. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ЗГРІБАННЯ І ПРЕСУВАННЯ СІНА	310
7.1. Типи робочих органів і процес згрібання сіна	310
7.2. Обґрунтування параметрів і режимів роботи поперечних граблів	314
7.3. Обґрунтування параметрів і режимів роботи колісно-пальцових граблів	320
7.4. Обґрунтування параметрів і режимів роботи пресів	323
7.4.1. Типи робочих органів пресів	325
7.4.2. Обґрунтування параметрів пресувальної камери	327
Розділ 8. ОСНОВИ ТЕОРІЇ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ НА ЗЕРНО.....	336
8.1. Фізико-механічні властивості кукурудзи в період збирання	336
8.2. Основні робочі органи кукурудзозбиральних машин	337
8.3. Умови захоплення, протягування і відокремлення качанів вальцями	339
8.4. Пропускна здатність і швидкість обертання відокремлювальних вальців	341
8.5. Обґрунтування основних параметрів і режимів роботи очисників обгорток	342
8.5.1. Вибір розмірів і частоти обертання очисних вальців.....	343
Розділ 9. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ЗЕРНА	344
9.1. Принципи очищення і сортування зерна	344
9.2. Способи очищення і сортування зерна	344
9.3. Фізико-механічні властивості зернових сумішей	348
9.3.1. Геометричні розміри насіння.....	348
9.3.2. Аеродинамічні властивості зернових сумішей.....	350
9.3.3. Інші властивості зернових сумішей.....	351
9.4. Робота плоских решіт	352
9.4.1. Умови розміщення матеріалу на решеті, що коливається	352

9.4.2. Умови проходження зерна крізь отвори решета.....	354
9.4.3. Повнота розділення зерна і режим роботи решіт.....	355
9.4.4. Кінематичний режим роботи решіт.....	356
9.4.5. Навантаження на решета та їх продуктивність.....	357
9.5. Робота циліндричного трієра.....	357
9.5.1. Теоретичні основи роботи трієра.....	358
9.5.2. Випадання зерна з комірки трієра і установалення приймального лотка.....	360
9.5.3. Режим роботи циліндричного трієра.....	361
9.5.4. Продуктивність трієра.....	362
9.6. Фрикційне очищення.....	362
9.7. Повітряні системи.....	364
9.7.1. Робочий процес у вертикальному каналі з нагнітанням повітря.....	365
9.7.2. Робочий процес похилого повітряного потоку.....	367
9.8. Теорія та розрахунок вентиляторів.....	370
9.8.1. Типи вентиляторів.....	370
9.8.2. Основне рівняння вентилятора.....	371
9.8.3. Вибір вентилятора.....	372
9.9. Основи теорії сушіння зерна.....	373
9.9.1. Властивості зерна як об'єкта сушіння.....	374
9.9.2. Загальна схема процесу сушіння.....	376
9.9.3. Режим роботи і продуктивність сушарок.....	377

Розділ 10. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН.....

10.1. Фізико-механічні характеристики цукрових буряків як об'єкта збирання.....	379
10.2. Основи розрахунку параметрів апаратів для зрізування гички та очищення головок коренеплодів.....	382
10.2.1. Апарати для зрізування гички.....	382
10.2.2. Очисники головок коренеплодів цукрових буряків на корені.....	393
10.3. Типи та основні параметри викопувальних робочих органів.....	400
10.3.1. Лемішні викопувальні робочі органи.....	402
10.3.2. Дискові викопувальні робочі органи.....	413
10.3.3. Роторні викопувальні робочі органи.....	420
10.4. Вибір, обґрунтування і розрахунок основних параметрів очищувальних робочих органів.....	422

Розділ 11. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ КАРТОПЛІ.....

11.1. Машини і способи збирання картоплі.....	426
---	-----

11.2. Технологічні властивості картоплі в період збирання.....	426
11.3. Типи та основні параметри підкопувальних робочих органів	428
11.4. Вибір та обґрунтування основних параметрів пруткового елеватора і грохота	434
11.5. Типи сортувальних робочих органів	440
11.6. Визначення основних параметрів сортувальної роликової поверхні	441

**Розділ 12. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ МАШИН
ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ**.....

12.1. Характеристика льону як об'єкта збирання.....	443
12.2. Машини і способи збирання льону	443
12.3. Бральні апарати льонобралок і льонозбиральних комбайнів.....	445
12.3.1. Типи бральних апаратів.....	445
12.3.2. Основи теорії бральних апаратів.....	445
12.4. Льонозбиральні комбайни	450
12.4.1. Типи і робочий процес льонозбиральних комбайнів.....	450
12.4.2. Вибір та обґрунтування основних параметрів обчисувальних апаратів.....	450
Список використаної літератури	455

Навчальне видання

*Войтюк Дмитро Григорович
Барановський Віктор Миколайович
Булгаков Володимир Михайлович
Гапоненко Василь Савич
Кропивко Сергій Володимирович
Мартишко Віктор Миколайович
Онищенко Володимир Борисович
Погорілець Олександр Миколайович*

СІЛЬСЬКО- ГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Основи теорії
та розрахунку

**За редакцією професора,
члена-кореспондента УААН
Д. Г. Войтюка**

Оправа і титул *В. С. Жиборовського*
Комп'ютерна верстка *Л. М. Кіпріянової*

Видавництво «Вища освіта»,
04119, Київ-119, вул. Сім'ї Хохлових, 15

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 662 від 06.11.2001

Підп. до друку 15.12.04. Формат 60 × 84/16. Папір офс. № 1.
Гарнітура Century Schoolbook. Друк офс. Ум. друк. арк.
26,97. Обл.-вид. арк. 33,27. Зам. №

Надруковано з плівок, виготовлених у видавництві
«Вища освіта»,
на ВАТ «Білоцерківська книжкова фабрика»,
09117, м. Біла Церква, вул. Л. Курбаса, 4