

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Заснований в 1971 р.

Випуск 38

КІРОВОГРАД 2008

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / КНТУ, 2008, випуск 38, I — 296.

В збірнику викладені питання розрахунку і конструювання, удосконалення конструкцій, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського машинобудування. Описані результати досліджень технологій виробництва, надійності та довговічності машин. Дані практичні рекомендації по використанню результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування.

Збірник розрахований на наукових і інженерно-технічних робітників науково-дослідних інститутів, ВНЗ, конструкторських організацій і промислових підприємств.

Рекомендовано до друку вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол № 2 від 20 жовтня 2008 р.

Редакційна колегія: Бойко А.І., д.т.н., проф.; Гамалій В.Ф., д.ф.-м.н., проф.; Зіновік М.А., д.х.н., проф.; Косінов М.М., к.т.н., доц. (відповідальний секретар); Носуленко В.І. д.т.н., проф.; Павленко І.І., д.т.н., проф.; Петренко М.М., к.т.н., проф. (заст. відп. редактора); Слободян С.М., д.с.-г.н., проф.; Черновол М.І., д.т.н., проф. (відповідальний редактор).

Адреса редакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-426, 390-532, 390-472, 55-10-49.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 1999р.).

Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Випуск 38

ISBN 966-7822-58-3

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 1988 від 19.01.96

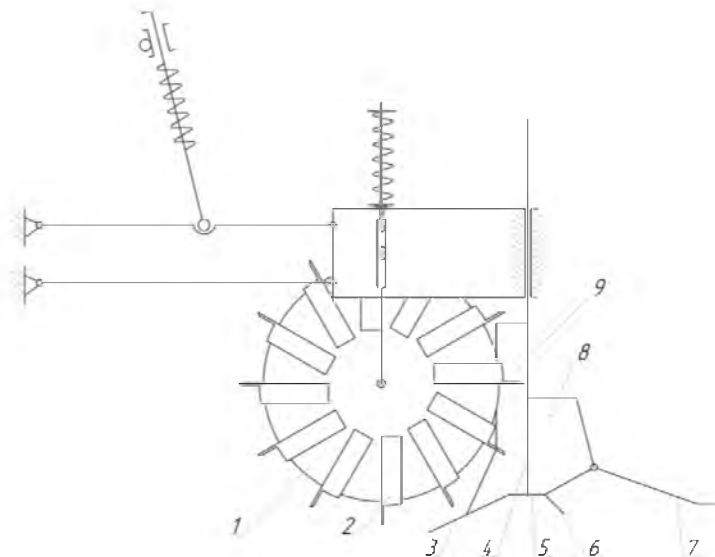
© Кіровоградський національний технічний університет, 2008

Аналіз кінематики руху і обґрунтування конструктивних параметрів зубчастого диска-очисника для прямого посіву

В статті розглянуто кінематику руху зубчастого диска-очисника, встановлено залежність кута входження зуба у ґрунт від глибини його ходу і радіуса обертання, залежність розрахунку кута установки зуба з метою реалізації його раціональної взаємодії з ґрунтом.

прямий посів, сошник, рослинні рештки, траєкторія, зубчастий диск-очисник

Згідно технології проведення посівних робіт по попередньо не обробленому полю за принциповою схемою сошника (рисунок 1) першим і важливим робочим органом, що контактує з ґрунтом є зубчастий диск [1, 2, 3]. Як відзначалось його роль полягає в першочерговому проході по полю і видаленні та подрібненні пожнивних решток (коріння) рослин попередника. Це необхідно для забезпечення ефективності роботи наступних робочих органів посівної секції і забезпечення виконання якісного посіву.



1 – зубчастий диск-очисник; 2 – підкопуючий зуб; 3 – долото; 4 – борозноутворювач; 5 – захисна пластинка; 6 – виступ формуючий борозну; 7 – насінезагортаюча п'ятка; 8 – лійка подачі насіння; 9 – ніж

Рисунок 1 – Принципова схема сошника для прямого посіву КНТУ

Зубчастий диск-очисник є активним робочим органом, який не має свого власного приводу. Він приводиться в дію за рахунок зчеплення з ґрунтом виступаючими зубами. Тому в його роботі особлива роль належить узгодженості руху окремих елементів для створення раціональних умов входження зубів у ґрунт, виконанні підкопування коріння, видалення його з ґрунту, підведення під ніж для ефективного перерізання і направлення відокремлених частин на відповідні смуги

поверхні засіяного поля. Така складна багатфункціональна роль зубчастого диска накладає вимоги до обґрунтування його конструктивних параметрів.

Елементом зубчастого диска-очисника, який безпосередньо взаємодіє з корінням і пожнивними рештками є виступаючий зуб. Його абсолютний рух складається з двох наступних: відносного і переносного. Відносний рух відбувається в результаті обертання зубчастого диска навколо власної осі, а переносний забезпечується переміщенням сівалки у вздовж рядка. Схематично рух зубчастого диска досліджуємого сошника прямого посіву представлено на (рисуноку 2).

Науковий і практичний інтерес представляє розгляд траєкторії руху точки зуба найбільш віддаленої від центру обертання зубчастого диска (точка M).

Для математичного опису і аналізу траєкторії руху виберемо слідуєчі системи координат: нерухому XOY і рухому xoy , що переміщується разом з центром обертання зубчастого диска. В нерухомій системі координат переміщення центру O (дисуку) відбувається зі швидкістю V_c направленою вздовж висівного рядка.

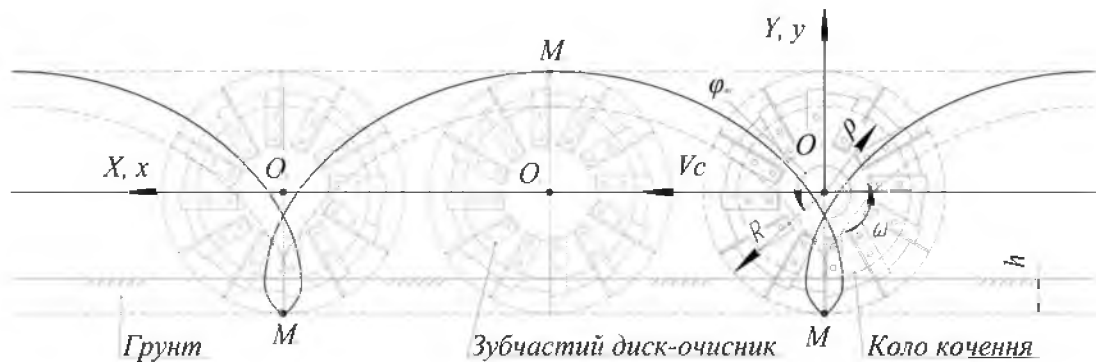


Рисунок 2 – Схема переміщення зубчастого диска-очисника сошника прямого посіву

Правомірно прийняти, що глибина ходу зубчастого диску визначається динамічною рівновагою між системами спрямованими на заглиблення його у ґрунт і опором ґрунту проникненню диску. До сил, що сприяють заглибленню, слід віднести силу тяжіння робочого органу, силу обумовлену дією натискної пружини регулятора глибини і сили заглиблення від дії долота. Опір заглибленню створюють насамперед робочі поверхні виступаючих зубів, торцева поверхня диску, виступ формуючий борозну і в деякій мірі насіннезагортаюча п'ятка. Результатом взаємодії цих сил є переміщення зубів на необхідній глибині попереднього обробітку ґрунту.

Так як переміщення корпусу сошника відносно поверхні поля відбувається без вертикальних коливань паралельно самій поверхні, для виводу рівняння траєкторії руху зуба правомірно допустити, що зубчастий диск переміщається деяким колом радіусом ρ по прямій паралельній поверхні поля. Тільки точки цього направляючого кола без проковзування переміщується по прямій, є миттєвим центром обертання і являється основою для виводу рівняння руху елементів зуба. Згідно [4, 5] точки утвореного кола в подвійному русі вздовж поля і обертовому навколо власної осі задають траєкторію циклоїди. Всі інші точки поверхні зуба над і під утворюючим колом описують траєкторії трохоїди. Глибина заглиблення зубів встановлюється спеціальним механізмом регулювання глибини ходу сошника і повинна бути не меншою глибини заглиблення h основної частини кореневої системи пожнивних решток, складаючи єдине сімейство плоских кривих цього класу. Якщо прийняти, що зубчастий диск радіусом ρ перекочується по полю без ковзання, то глибина заглиблення буде дорівнювати:

$$R - \rho \leq h, \quad (1)$$

де R – радіус обертання кінця зуба зубчастого диска.

Чим менше різниця між $R - \rho$ і h , тим ближче до поверхні поля знаходиться утворююче коло траєкторії руху. При його перекочуванні по поверхні поля маємо

$$R - \rho = h. \quad (2)$$

Точки M кола що утворюється радіусом ρ , при перекочуванні по полю без ковзання відповідає траєкторія звичайної циклоїди. Координата точки M , що відповідає найбільшому віддаленню зуба, можна записати у вигляді наступної системи рівнянь;

$$\begin{cases} \bar{X}_M = \bar{X}_{nm} + \bar{x}_{om} \\ \bar{Y}_M = \bar{Y}_{nm} + \bar{y}_{om} \end{cases}, \quad (3)$$

де $\bar{X}_{nm}, \bar{Y}_{nm}$ – переносне переміщення точки M відповідно по осям X і Y

$\bar{x}_{om}, \bar{y}_{om}$ - відносне переміщення токи M відповідно по осям x і y .

Переносне переміщення – це переміщення сівалки а значить і центра O зубчастого диска і воно за деякий проміжок часу t , буде дорівнювати:

$$\begin{cases} X_{nm} = V_c \cdot t \\ Y_{nm} = 0 \end{cases}. \quad (4)$$

Відносне переміщення зв'язане з круговим рухом точки M навколо центра O . Його можна визначити:

$$\begin{cases} x_{om} = R \cdot \sin \varphi \\ y_{om} = R \cdot \cos \varphi \end{cases} \quad (5)$$

де φ – кут повороту зубчастого диска за час t ($\varphi = \omega \cdot t$).

Підставляючи складові з рівнянь (4) і (5) в систему рівнянь (3) отримаємо:

$$\begin{cases} \bar{X}_M = V_c \cdot t + R \cdot \sin \varphi \\ \bar{Y}_M = R \cdot \cos \varphi \end{cases}. \quad (6)$$

Або

$$\begin{cases} \bar{X}_M = V_c \cdot t + R \cdot \sin(\omega t) \\ \bar{Y}_M = R \cdot \cos(\omega t) \end{cases}. \quad (7)$$

Кутову швидкість кругового руху зубчастого диска-очисника, враховуючи, що перекочування відбувається без проковзування, можна знайти з співвідношення:

$$\omega = \frac{V_c}{\rho}. \quad (8)$$

В свою чергу, радіус кола кочення, як видно з (рисунка 2), дорівнює:

$$\rho = R - h. \quad (9)$$

Тоді підставляючи в систему рівнянь (7) її складові маємо:

$$\begin{cases} \bar{X}_M = V_c \cdot t + R \cdot \sin\left(\frac{V_c}{R-h} \cdot t\right) \\ \bar{Y}_M = R \cdot \cos\left(\frac{V_c}{R-h} \cdot t\right) \end{cases}. \quad (10)$$

Отримана системи рівнянь (10) описує траєкторію руху найбільш віддаленої точки зуба M , що обертається навколо центру O .

Форма траєкторії залежить від співвідношення швидкостей обертального і поступального руху. Тобто:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_c}. \quad (11)$$

Так як в запропонованій конструкції сошника згідно технологічному процесу необхідно щоб зуб входив у ґрунт і виконував підкопуючу дію відносно корневих решток, тоді коефіцієнт λ завжди повинен мати значення $\lambda > 1$.

Підставляючи λ в рівняння (6) запишемо:

$$\begin{cases} X_m = R\left(\frac{\varphi}{\lambda} + \sin \varphi\right) \\ Y_m = R \cdot \cos \varphi \end{cases} \quad (12)$$

Тобто траєкторія руху зануреної у ґрунт частини зуба описується подовженою циклоїдою – трахоїдою.

Важливим при входженні у ґрунт і переміщенні в ньому є правильна орієнтація зубчастого робочого органу. Швидкості його переміщення відносно вибраних осей можуть бути отримані при диференціюванні рівнянь (10):

$$\begin{cases} V_{xm} = \frac{dx_m}{dt} = V_c + R \cdot \cos\left(\frac{V_c}{R-h} \cdot t\right) \cdot \frac{V_c}{R-h} \\ V_{ym} = \frac{dy_m}{dt} = -R \cdot \sin\left(\frac{V_c}{R-h} \cdot t\right) \cdot \frac{V_c}{R-h} \end{cases} \quad (13)$$

При входженні зуба у ґрунт між вертикальною і горизонтальною складовими швидкості повинні виконуватися певні співвідношення, які б забезпечили входження зуба у ґрунт таким чином, щоб його зовнішня сторона не наштовхувалась на передній зріз ґрунту і не створювала додаткового опору, на подолання якого стане необхідним додаткова витрата зусиль. Проблеми зщеплення зуба з переднім зрізом ґрунту не виникне, якщо буде виконуватись умова:

$$V_{xm} \leq 0, \quad (14)$$

де V_{xm} - горизонтальна складова швидкості прийнятої точки зуба.

Тобто горизонтальна складова швидкості крайньої точки зуба не повинна бути спрямована в напрямку руху сівалки. При русі зубчастого диска зуб може входити в ґрунт з нулевою або з від'ємною горизонтальною швидкістю.

Для більш детального аналізу виконання умови входження і переміщення зуба у ґрунті при видаленні коріння рослинних решток, розглянемо нижню частину траєкторії його руху (рисунок 3).

Зубчастий диск представляє собою активний робочий орган, який не має власного приводу, а отримує рух від зчеплення зубів з ґрунтом. Тобто зубчастий диска в своїй роботі взаємодіючи з пожнивними рештками кінематично зв'язаний з рухом всієї сівалки. В цьому випадку коли кутова швидкість кочення зубчастого диска залежить від швидкості сівалки особливо важливо проаналізувати кінематику входження і переміщення зубів у ґрунті.

Гранична умова не защемлення зовнішньої поверхні зуба зрізом ґрунту виходячи з першого рівняння системи (13) дає:

$$-\frac{R-h}{R} = \cos \varphi. \quad (15)$$

Враховуючи, що в четвертому квадранті переміщення зуба, згідно прийнятої схеми (рисунок 2), при кутах повороту $\varphi > 270^\circ$, $\cos \varphi > 0$ можна записати:

$$\varphi_{ax} = \arccos\left(\frac{R-h}{R}\right). \quad (16)$$

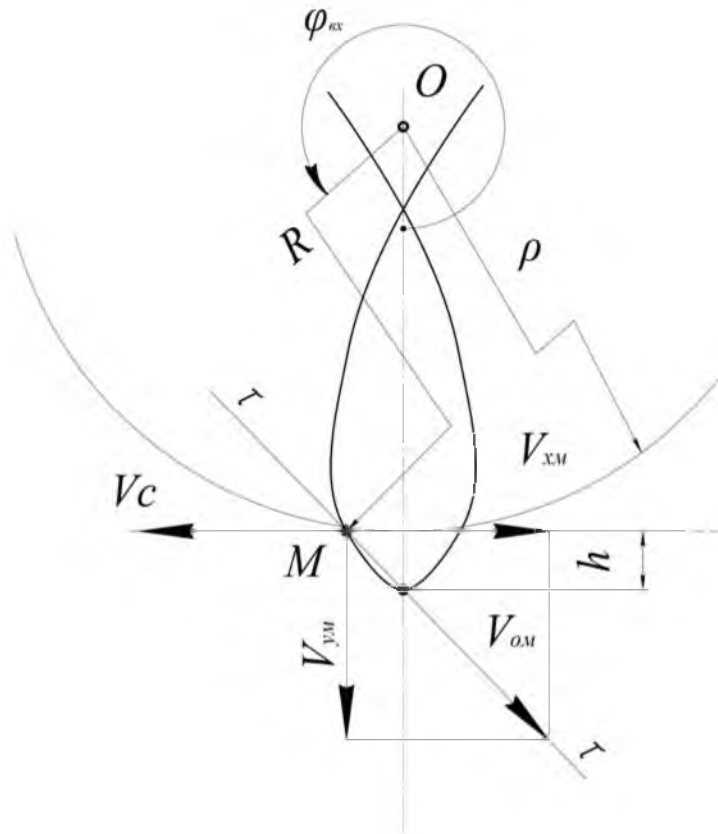


Рисунок 3 – Траєкторія руху зуба при входженні і переміщенні у ґрунті.

Як видно з отриманого рівняння на граничне значення кута повороту зуба, після досягнення якого горизонтальна швидкість стає меншою нуля і можливе підкопування пожнивних решток, залежить, від заглиблення зуба і радіуса його обертання. Графічне зображення отриманої залежності (рисунок 4) показує, що вона носить нелінійний характер. Зі збільшенням заглиблення граничне значення кута входу зуба також зменшується.

Із представлених залежностей також видно, що при фіксованій глибині ходу сошника зменшення радіуса обертання зуба приводить до зменшення кута його входження у ґрунт. Це відповідає реальній фізичній моделі роботи зубчастого робочого органу.

В подальшому русі зуба після проходження граничного значення кута входження в ґрунт, горизонтальна складова швидкості крайовки зуба буде збільшуватись до досягнення самої нижчої точки траєкторії. Це сприяє відводу зовнішньої поверхні зуба від зрізу ґрунту. І тільки після проходження нижньої точки горизонтальна швидкість буде знижуватися, а орієнтація зовнішньої поверхні сприятиме її контакту з обрізом ґрунту, що є важливим фактором для забезпечення необхідних зусиль на привід зубчастого диску. В цій фазі руху (після проходження нижньої точки) опір робочої поверхні зуба на зріз ґрунту необхідний для створення крутного моменту на зубчастому диску і є джерелом його роботи. Так як зубчастий диск має певну необхідну кількість зубів які рівномірно розташовані по колу диска і знаходяться в різних фазах взаємодії з ґрунтом, то джерелом енергії для зуба, що починає входити в ґрунт є крутий момент обумовлений роботою зубів, які вже пройшли нижню точку траєкторії руху.

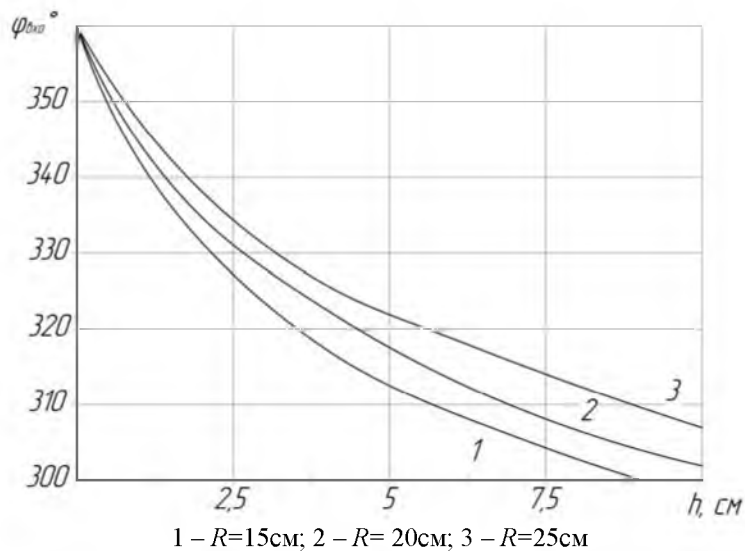


Рисунок 4 – Залежність кута входження зуба у ґрунт від глибини його ходу і радіуса обертання

Узгодженість руху зубчастого робочого органу для запобігання затирання його зовнішньої сторони полягає в тому, що точка контакту M повинна встигати відходити від зрізу ґрунту з урахуванням постійного переміщення сівалки вперед зі швидкістю V_c . Але не затирання зуба в точці M не є повною гарантією того, що зовнішня поверхня не буде наштовхуватися на зріз ґрунту. Не затирання в точці M є необхідною, але не достатньою умовою правильного розташування зуба, яке б забезпечувало його ефективну роботу. Для того, щоб зуб входив у ґрунт як можна ближче до вертикального положення і в той же час жодною точкою зовнішньої поверхні і не наштовхувався на утворений зріз, необхідно, щоб зуб розташовувався під деяким кутом установки γ (рисунок 4). Тоді умова незатирання витікає з переміщень в горизонтальному напрямку згідно траєкторії і установки зуба під кутом γ і може бути записана наступним чином:

$$V_c \cdot t \leq V_{xm} \cdot t + V_{ym} \cdot t \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (17)$$

Звідкіля кут установки зуба дорівнює:

$$\gamma \geq \arctg \left(\frac{V_c - V_{xm}}{V_{ym}} \right). \quad (18)$$

Очевидно, що кут установки тим більший, чим менші горизонтальна і вертикальна складові руху зуба і тим більший, чим більша швидкість руху сівалки. Тобто залежність має достатньо складний характер.

Підставляючи значення складових в умову (17) після перетворень і скорочень маємо:

$$\gamma = \arctg(-\operatorname{ctg} \varphi). \quad (19)$$

Таким чином кут установки зуба зв'язаний з кутом входження його у ґрунт зворотною тангенціальною залежністю:

$$\operatorname{tg} \gamma = -\frac{1}{\operatorname{tg} \varphi}. \quad (20)$$

Отримане рівняння дає можливість розрахувати кут установки зуба з метою реалізації його раціональної взаємодії з ґрунтом.

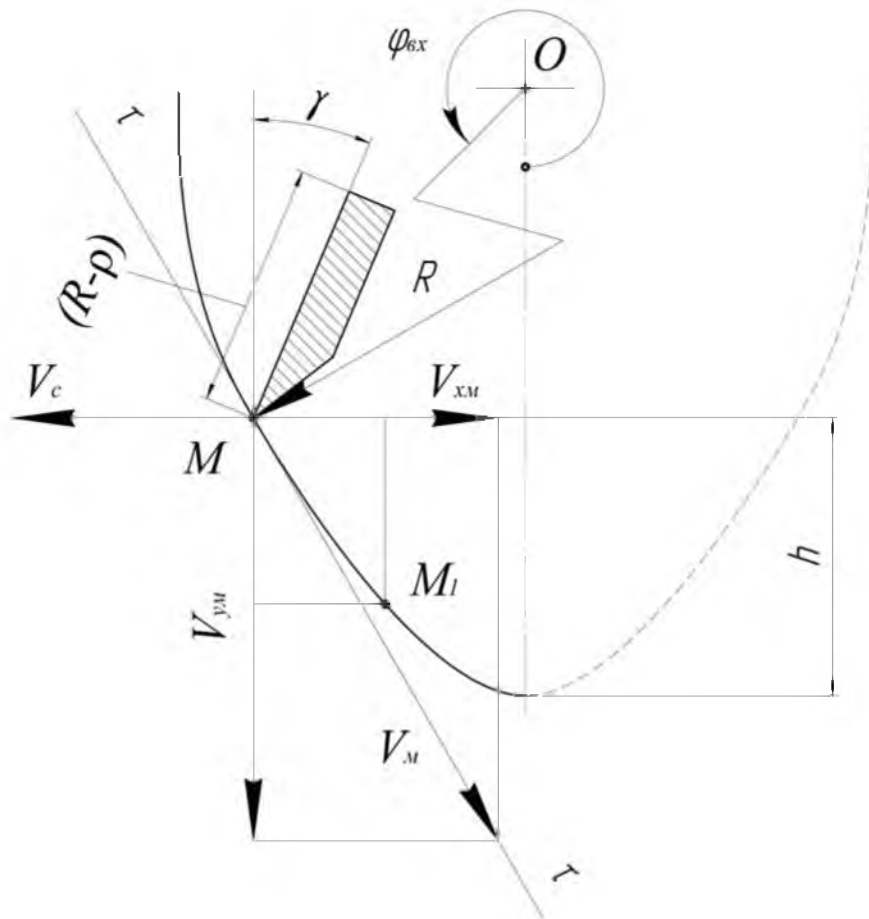


Рисунок 5 – Схема щодо визначення кута установки зуба

З форми траєкторії на ділянці взаємодії зуба з ґрунтом видно, що мінімальне значення горизонтальна складова руху зуба приймає в момент входження у ґрунт. Саме для заглиблення зуба у ґрунт важлива його правильна орієнтація, що забезпечує мінімальну енергоємність даного процесу.

Таким чином згідно прийнятої системи координат (рисунок 2) цій фазі руху зуба відповідає четвертий квадрант обертання диску навколо власної осі O . Тоді кут φ може знаходитись в межах

$$2\pi \geq \varphi \geq \frac{3}{4}\pi. \quad (21)$$

Знаючи величину кута входження зуба у ґрунт, отриманого згідно формули 16, і враховуючи, що функція тангенсу в цьому квадранті від'ємна, підставляємо її величину у формулу 20 для визначення кута установки зуба.

Очевидним є також те, що оптимальною по формі передньої поверхні зуба є криволінійна, що відповідає умові (18). Однак враховуючи, що глибина ходу зуба на багато відрізняється від радіуса його обертання, для практичних цілей достатньо виконання умови встановлення зуба під кутом, який відповідає початку входження у ґрунт.

Зменшення кута установки зуба, як видно з рівняння (18), можливо при збільшенні складових швидкостей $V_{хм}$ і $V_{ум}$, або загальної швидкості обертання зуба навколо власної осі. Це означає, що зубчастому диску необхідний примусовий привод, він однак суттєво може ускладнити конструкцію комбінованого сошника. Для остаточного вирішення питання в виборі потрібно провести додаткові дослідження.

Список літератури

1. Сошник: Пат. № 17214 У Україна, А01С7/00 / Сисолін П.В., Свірень М.О., Лісовий І.О. Сисоліна І.П. (Україна); КДТУ; Заявл. 24.03.2006; Вийшла з друку 15.09.2006, Бюл. № 9.
2. Посівна секція: Пат. № 17212 У Україна, А01С7/00 / Сисолін П.В., Свірень М.О., Лісовий І.О. Сисоліна І.П. (Україна); КДТУ; Заявл. 24.03.2006; Вийшла з друку 15.09.2006, Бюл. № 9.
3. Сисолін П.В., Свірень М.О., Лісовий І.О. Пряма сівба. Задачі і напрямки розвитку сошників для прямої сівби // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. „Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”, КНТУ, 2007, випуск 37. – С. 94 – 98.
4. Берман Г. Н. Циклоида: Об одной замечательной кривой и некоторых других, с ней связанных. - 4-е изд. - М.: Изд-во ЛКИ, 2007. - 120 с.
5. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.- М.:Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981.

В статье рассмотрена кинематика движения зубчатого диска-очистителя, установлена зависимость угла входа зуба в почву от глубины его хода и радиуса вращения, зависимость расчета угла установки зуба с целью реализации его рационального взаимодействия с почвой.

In the article the kinematics of motion of toothed disk is considered, dependence of corner of entrance of tooth in soil from the depth of his motion and radius of rotation is set, dependence of computation of corner of setting of tooth with the purpose of realization of his rational co-operation with soil.

ЗМІСТ

<i>Булгаков В.М., Черновол М.И., Свирень Н.А.</i> Теоретические исследования роторного ботвосрезающего аппарата	3
<i>Сисолін П.В.</i> Нова конструкція універсальної зернотукової сівалки	17
<i>Литвин С.Н., Швец И.А., Малютин П.В.</i> Исследование элементов топливной аппаратуры двигателей работающих на газообразных топливах	22
<i>Лімонт А.С.</i> Концентрація посівів льону-довгунцю як фактор механізованого виробництва культури	27
<i>Філімоніхін Г.Б., Гуцул В.І.</i> Вплив аеродинамічної сили на умови статичного зрівноваження автобалансирами крильчатки осьового вентилятора.....	33
<i>Филимоных Г.Б., Филимоных И.И., Дубовик В.А.</i> Уравновешивание пассивными автобалансирами ротора с неподвижной точкой и симметричными вязко-упругими опорами	39
<i>Сабірзянов Т.Г., Кропівна А.В.</i> Дослідження вібраційних процесів у сільськогосподарських машинах оптичними методами.....	43
<i>Броварець О.О.</i> Технологічний модуль моніторингу стану сільськогосподарських угідь	47
<i>Носуленко В.І., Леценко С.М., Гончаров В.В., Васильковський М.І.</i> Теоретичний аналіз розділення зернових сумішей багатоструменевим ділильником перед введенням матеріалу в зону пневмосепарації.....	52
<i>Смашнюк О.В., Соколенко О.М., Голопана В.М.</i> Особливості підготовки зернозбиральних комбайнів для ефективного їх використання	60
<i>Степаненко С.П.</i> Математичне моделювання коливального руху зернівки на решітному стані вібропневматичного сепаратора	66
<i>Гайденко О.М.</i> Параметри поршневого ущільнювача соломистого субстрату	73
<i>Хоменко С.М.</i> Застосування методу аналізу розмірностей при моделюванні транспортерів машин для внесення твердих органічних добрив	77
<i>Матвійченко В.С.</i> Про підвищення зносостійкості лемішних робочих органів ґрунтообробних машин.....	83
<i>Засць М.Л.</i> Обґрунтування оптимальної величини ексцентриситету установки розподільника сошника для розкидного способу сівки сільськогосподарських культур	87
<i>Артюхов А.М., Оришака О.В., Оришака В.О.</i> Дослідження вихідної швидкості сипкого матеріалу з постачального пристрою гравітаційно-роторного типу.....	92
<i>Павлюк-Мороз В.А., Осін Р.А., Чабанний В.Я.</i> Стенд для перевірки ресурсу шестеренних насосів	97
<i>Яцул В.В., Філімоніхін Г.Б.</i> Експериментальне дослідження ефективності зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами.....	100

<i>Бруцький О.П., Василенко І.Ф., Василенко Ф.І., Рева О.М.</i> Відновлення підшипників ковзання сільськогосподарських машин композиційними тонкошаровими покриттями, обробленими ультразвуком	106
<i>Носуленко В.І., Великий П.М., Гаращенко Ю.М.</i> Поділ пруткового металу на мірні заготовки способом розмірної обробки дугою	109
<i>Ковришкін М.О., Сабірзянов Т.Г., Садченко О.І.</i> Особливості конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутих профілем витка	113
<i>Черновол М.І., Валявський І.А., Кириченко А.М.</i> Експериментальне вимірювання пружних переміщень виконавчого органа верстата-гексапода	119
<i>Сало В.М., Годунко М.О.,</i> Аналіз основних умов впровадження промислових роботів у сільськогосподарське машинобудування	125
<i>Філімоніхін Г.Б., Мажара В.А.</i> Вплив часу відведення інструментальної головки на продуктивність роботизованого комплексу	129
<i>Шмат С.І., Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В., Резніченко В.А.</i> Визначення форми напрямної кривої скидача п'яти сошника	133
<i>Шмат С.І., Гамалій В.Ф., Рева О.М., Лузан П.Г., Мачок Ю.В., Воротнюк В.В.</i> Дослідження і розробка удосконаленої конфігурації стрілкової лапи культиватора	137
<i>Кондратець В.О., Рева О.М., Сербул О.М.</i> Теоретичне дослідження стохастичної САР розрідження пульпи в кульовому млині з циркулюючим навантаженням	142
<i>Сидоренко В.В., Васильковський О.М., Петренко Д.І.</i> Обґрунтування ширини робочого каналу пруткового барабану відцентрово- пневматичного сепаратора зерна	149
<i>Коваленко О.В., Філімоніхін Г.Б.</i> Експериментальне дослідження ефективності застосування кульових автобалансирів для зменшення вібрацій ручних шліфувальних машин	154
<i>Криськов О.Д.</i> Технологія фрикційного формоутворення нероз'ємних вузлів	162
<i>Булгаков В.М., Черновол М.І., Свірень М.О., Головач І.В.</i> Диференціальні рівняння ударної взаємодії викопуючого органу з коренеплодом буряку	168
<i>Nowak Janusz.</i> Output of round balers	179
<i>Герук С.М., Борак К.В., Нечипоренко В.О.</i> Дослідження зношування робочих органів дискових борін	184
<i>Лісовий І.О.</i> Аналіз кінематики руху і обґрунтування конструктивних параметрів зубчастого диска-очисника для прямого посіву	191
<i>Леценко С.М.</i> Результати експериментальних досліджень багатоструменевого способу введення матеріалу в повітряно-інерційних зерноочисних машинах замкнутого типу	199
<i>Собінов О.Г., Минайленко Р.М.</i> Моделювання впливу резонансних коливань на режими роботи асинхронного приводу норії	206
<i>Сидоренко В.В., Смирнова Н.В., Помазан Л.В.</i> Система управління приводом робочого інструмента станка размерной обработки дугой	212

<i>Сало ІМ, Скринник І. О.</i> Вплив основних параметрів зерносушарки каскадного типу на процес сушіння зернових культур у псевдорозрідженному стані	215
<i>Кришкін Б.Б., Демонський Д.І., Сімончик Є.О.</i> Моніторинг процесів тріщиноутворення в робочих деталях технічних систем ковальсько-штампувального виробництва.....	221
<i>Кришкін Б.Б.</i> Фахове супроводження змін у топографіях контактних поверхонь робочих деталей штампів холодного об'ємного штампування.....	227
<i>Герук С.М, Міненко С.В.</i> Методика планування експерименту з визначення оптимальних параметрів розрихлювача-вирівнювача картоплезбиральної машини....	234
<i>Валявський І.А., Павленко І.І.</i> Теоретичне дослідження особливих положень верстатів-гексаподів	238
<i>Мануйлов В.Ф., Казанцев Ю.І., Коновалов І.В., Флакей І.В.</i> Особливості розрахунку систем релейного захисту з дешунтуванням катушок відключення електромагніту приводу вимикача	243
<i>Мануйлов В.Ф., Казанцев Ю.І., Коновалов І.В., Флакей І.В.</i> Підвищення надійності комутації батарей статичних конденсаторів	246
<i>Капелюшний Ф.М., Калита М.М., Катеринич С.Є., Солових А.Є.</i> Вплив експлуатаційних факторів на зношування гільз циліндрів двигунів внутрішнього згорання	250
<i>Стеценко О.С.</i> Зносостійкість інструментів із твердого сплаву Т15К6 з багатокомпонентними карбідними покриттями.....	254
<i>Петренко М.М., Скринник І.О., Скринник М.О., Богатирьов Д.В., Кислун О. А.</i> Модель зміни шпаруватості псевдорозрідження шару насіння на каскадах зерносушарки.....	258
<i>Капелюшний Ф.М., Реп'ях В.В., Катеринич С.Є.</i> Вплив режимів електроконтактного нагрівання на деформацію втулок при їх відновленні	265
<i>Боков В.М., Троян М.В.</i> Підвищення якості витягування деталей.....	268
<i>Боков В. М</i> Фізичні особливості утворення мікрорельєфу поверхні електроерозійної лунки	274
<i>Боков В. М, Павленко О. В.</i> Монолітний пуансон як об'єкт обробки.....	278
<i>Павленко І.І., Валявський І.А.</i> Дослідження впливу конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості верстата з паралельною кінематикою	284
<i>Кондратець В.О., Пархоменко Ю.М., Пархоменко М.Д.</i> Принципи формування та передачі даних зображення зернового потоку до ПК	288