

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 16

Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ

Луцьк 2007

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 16. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – 254 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького державного технічного університету, протокол № 5 від 27.12.2007 р.

У даній збірник включені статті з сільськогосподарської техніки. Наведені дослідження посівних машин, машин і процесів збирання льону та цукрового буряка, сушіння сільськогосподарських матеріалів. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи по сельскохозяйственной технике. Приведены исследования посевных машин, машин и процессов уборки льна и сахарной свеклы, сушки сельскохозяйственных материалов. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (відповід. ред.), д.т.н., проф., акад. АНУ В.В. Божидарнік, д.т.н., проф., член-кор. УААН В.М. Булгаков, д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко, д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський, д.т.н., проф. Р.Б. Гевко, д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк, д.с-г.н., проф. М.Й. Шевчук, д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.), к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук, к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар), к.т.н., доц. М.М. Толстушко.

© Луцький державний технічний університет, 2007
(Свідоцтво про держреєстрацію ВЛ №165 від 08.07.2000 р.)

І.І. Брошак, к.т.н.

Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя

В.І. Солтисюк, І.І. Чвартацький

Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ ПРИВОДІВ ОЧИСНИХ СИСТЕМ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Приведена конструкція та результати експериментальних досліджень запобіжного пристрою приводу стенда сепарації коренеплодів і результати експериментальних досліджень. Виведено залежності зміни величини крутного моменту від конструктивних параметрів пар контакту, жорсткості пружини, коефіцієнтів тертя та інші.

Постановка проблеми. Розробка конструкції, дослідження і виготовлення очисних систем бурякозбиральних комбайнів, які характеризуються високою надійністю і якісним виконанням технологічного процесу, є першочерговим завданням в галузі сільськогосподарського машинобудування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз досліджень і публікацій, які присвячені приводам очисних систем коренезбиральних машин показав, що цілий ряд питань є не вирішеними і потребують подальшої реалізації [1, 2, 3].

Результати досліджень. Модель запобіжного пристрою виготовлена з урахуванням прив'язочних розмірів стенового обладнання (рис.1, 2) [4] (діаметри посадочних валів $d_s = 35$ мм). Габаритні розміри муфти: довжина – 120 мм; зовнішній діаметр – 100 мм. Матеріал обойми і півмуфт сталь марки 25ХГТ (термообробка внутрішньої поверхні обойми: нітроцементация з наступним гартуванням в маслі ($t = 840...860$ °С) і відпуском ($t = 180...200$ °С)), твердість внутрішньої поверхні обойми 58...60 HRC. Як тіла кочення використовувались стандартні підшипникові кульки (матеріал ШХ15) радіусом $r_k = 5, 6, 7, 8, 9, 10$ мм; радіус розміщення кульок $R_o = 80$ мм; глибина лунок $h_l = 2...5$ мм; жорсткість підтискних пластинчастих пружин $C = 6350...10350$ Н/м; кількість пар контакту (тіл кочення) $n = 2, 3, 4, 5, 6$. Матеріали пар тертя: сталь-сталь $f = 0,15$; сталь-сталь (змащування) $f = 0,06$; сталь-текстоліт (змащування) $f = 0,12$.

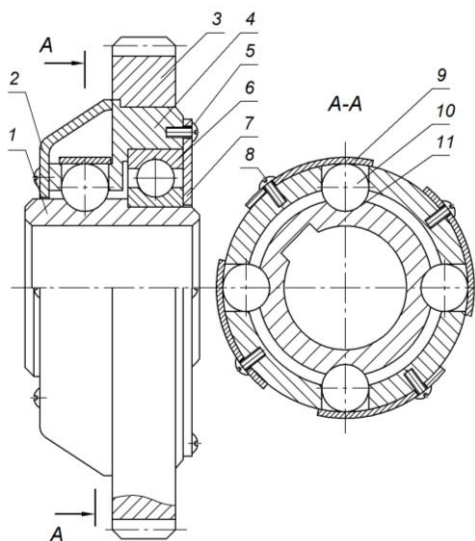


Рис. 1. Конструкція запобіжної кулькової муфти приводів очисних систем коренезбиральних машин

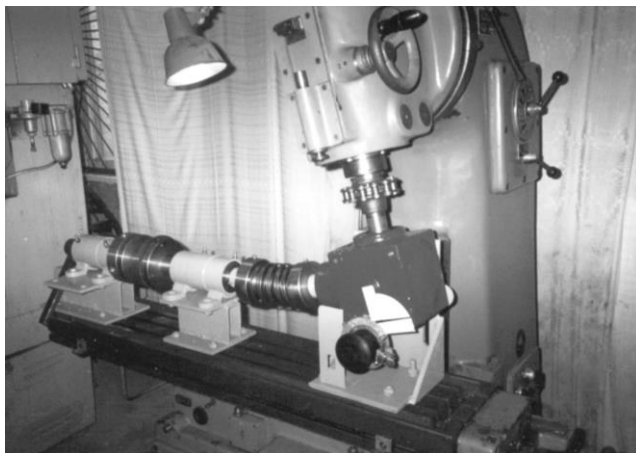


Рис. 2. Загальний вигляд станда для дослідження характеристик запобіжних муфт приводів очисних систем коренезбиральних машин

Таблиця 1. Технічна характеристика стенда для дослідження запобіжних муфт приводів очисних систем корензбиральних машин

№ п/п	Характеристика	Значення
1.	Потужність двигуна, кВт	4
2.	Діапазон частоти обертів, об/хв	0...2000
3.	Габаритні розміри, мм	1655×1125×2150
4.	Діапазон зміщень:	
	- кутового, град	0...47
	- радіального, мм	0...100
	- осьового, мм	±150

Відповідно на рис. 3-4 наведені графічні залежності зміни величини крутного моменту, що сприймає муфта, від її конструктивно-силових характеристик згідно числових даних отриманих методом обчислення теоретичних залежностей і за результатами експериментальних випробувань.

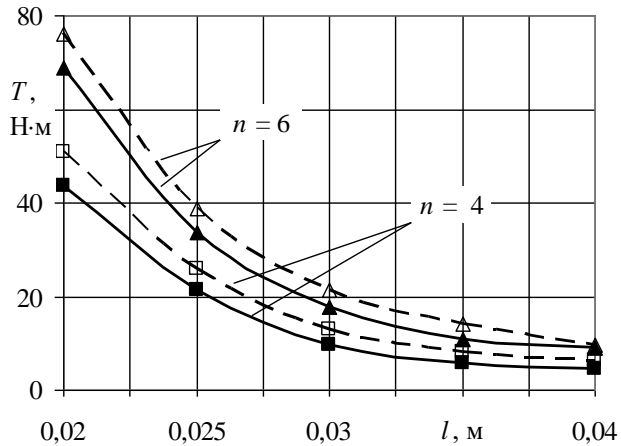


Рис. 3. Залежність крутного моменту від довжини пластинчастої пружини при різних кількості пар контакту: - - - - теоретична залежність; — — — експериментальна залежність

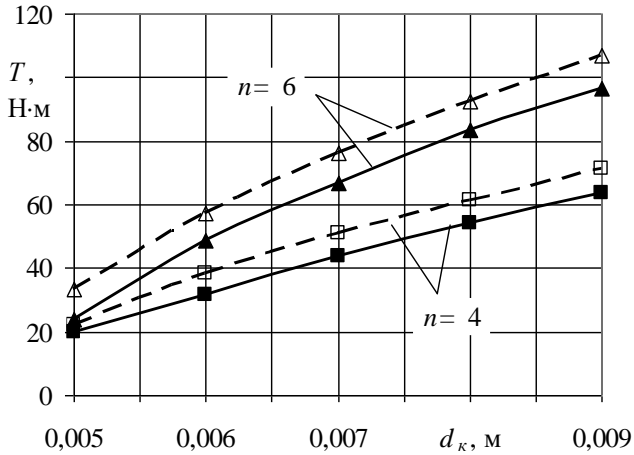


Рис. 4. Залежність крутного моменту від діаметра тіл при різній кількості пар контакту: $-\ - -$ – теоретична залежність; $\underline{\hspace{1cm}}$ – експериментальна залежність

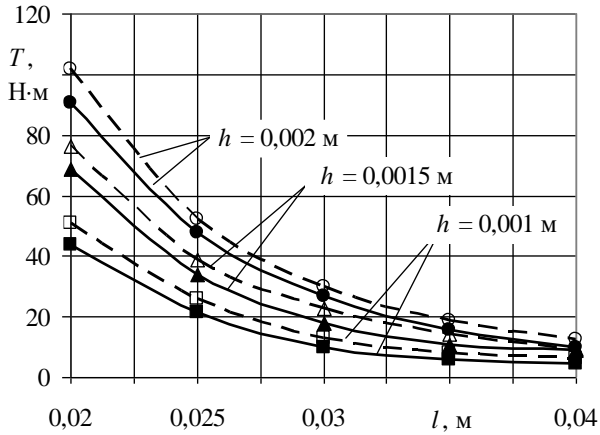


Рис. 5. Залежність крутного моменту від довжини пластинчастої пружини при різній її товщині: $-\ - -$ – теоретична залежність; $\underline{\hspace{1cm}}$ – експериментальна залежність

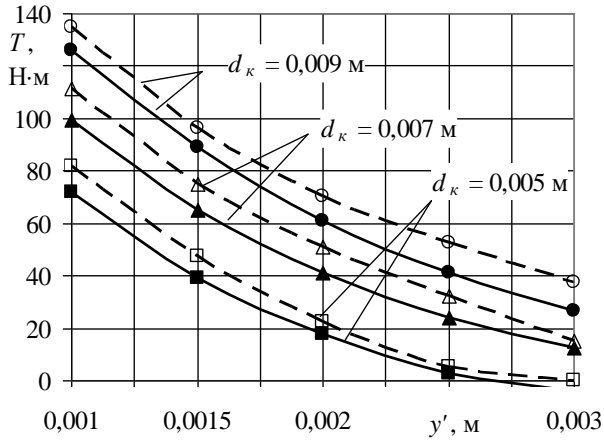
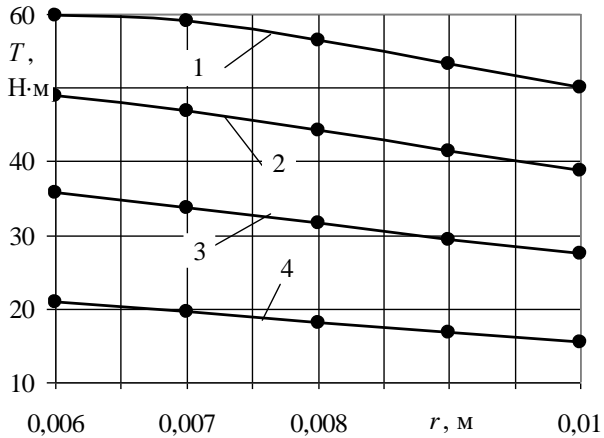


Рис. 6. Залежність крутного моменту від величини переміщення кульок при їх різних діаметрах: **---** – теоретична залежність; **—** – експериментальна залежність



1 – $h_l = 0,005$ м; 2 – $h_l = 0,004$ м; 3 – $h_l = 0,003$ м; 4 – $h_l = 0,002$ м
Рис. 7. Залежність крутного моменту від радіуса кульок при зміні глибини лунки

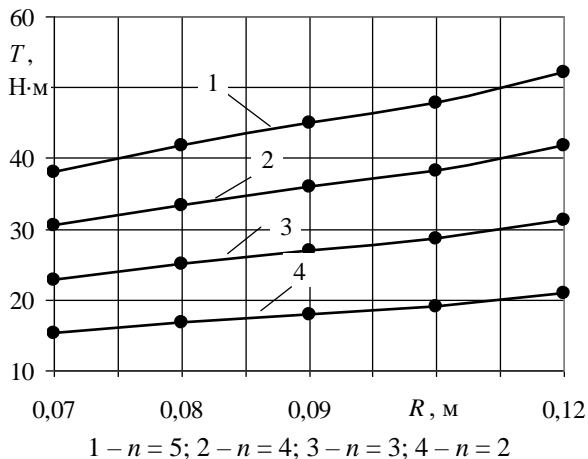


Рис. 8. Залежність крутного моменту від радіуса розміщення кульок при зміні кількості пар контакту

Аналізуючи отримані результати теоретичних розрахунків і дані експериментальних досліджень зміни крутного моменту від довжини пластинчастої пружини муфти $T = f(l)$, можна констатувати, що похибка між отриманими результатами становить 5,2...14%, що дозволяє з достатньою точністю встановити взаємозалежність між конструктивно-силовими параметрами пристрою. Встановлено, що збільшення величини l спричиняє зменшення зусилля притиску кульки до поверхні лунки, а отже і зменшення навантажувальної здатності пристрою. Так при збільшенні довжини пластинчастої пружини з початкової довжини $l = 0,02$ м до 0,04 м при кількості пар контакту $n = 4$ шт. навантажувальна здатність пристрою зменшується у 8...9,9 раз, при $n = 6$ шт. у 7,6...9 раз. Тобто незалежно від кількості пар контакту навантажувальна здатність муфти залежить від жорсткісних характеристик підтискних елементів. Для нашої конструкції це довжина пластинчастої пружини. Аналогічні результати спостерігались при зміні її ширини і, особливо, товщини. На основі отриманих результатів можна констатувати, що для забезпечення передачі значних крутних моментів муфтою запропонованої конструкції довжина пружини повинна знаходитись в межах $l = 0,02..0,03$ м. Менше значення довжини значно ускладнює фіксацією пружного елемента, а перевищення (більше 0,03 м) спричиняє зменшення навантажувальної здатності до значення, яке не дозволяє використовувати захисний пристрій у приводах машин і механізмів.

Згідно графічних залежностей зміни крутного моменту від габаритних розмірів тіл кочення встановлено, що підвищити навантажувальну здатність пристрою можна підбором тіл кочення, а саме їх діаметральних розмірів. Так при збільшенні d_k від 0,005 до 0,009 м навантажувальна здатність пристрою збільшується в 3,2...4 рази. Причому на дану характеристику суттєво впливає кількість пар контакту. Так при експериментальних значеннях $n=6$ шт. навантажувальна здатність пристрою у 1,5 рази вища ніж при $n = 4$ шт. пар контакту. Доцільно зауважити, що підвищення навантажувальної здатності забезпечується при дотриманні певного співвідношення між параметром, який визначає діаметральні розміри кульки і глибиною лунки. Встановлено, що оптимальне значення між радіусом кульки і глибиною лунки повинно знаходитись в межах $h_0/r= 0,35...0,5$.

На основі приведених досліджень можна зробити такі

ВИСНОВКИ:

1. У результаті теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що при певних змінах параметрів пружини навантажувальну здатність запобіжного пристрою можна збільшити у 6-8 разів.

2. При збільшенні розмірів діаметрів кульок від 5 до 9 мм навантажувальна здатність збільшується в 3-4 рази.

3. Різниця між теоретичними і експериментальними значеннями зміни величини крутного моменту від різних конструктивних параметрів коефіцієнту тертя знаходяться в межах до 15%.

Література

1. Поляков В.С., Барабаш І.Д., Раховский О.А. Справочник по муфтам. - Л, 1979. - 352 с.
2. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. - М, 1984. - 321 с.
3. Нагорняк С.Г., Луців І.В. Предохранительные механизмы металлорежущего оборудования. Справочник. - К.: Техніка, 1992. -72 с.
4. Пат. 26560 Україна. Кульковий запобіжний патрон / І.І. Брошак. - Бюл. №15. - 2007.

Рецензент д.т.н., проф. Б. М. Гевко

І.П. Вітрух, к.т.н.

Львівський ДАУ

В.В. Висовень, к.т.н.

ННЦ „ІМЕСГ” УААН

ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА ОРГАНО-БІОМІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ НА ОСНОВІ БУРОГО ВУГІЛЛЯ

У статті запропонована методика розрахунку параметрів стаціонарного комплексу для приготування орґано-біомінеральних добрив.

Постановка проблеми. Збереження і підвищення родючості земель є однією з важливих умов стабільного розвитку сільського господарства України. За період 1991 – 2006 р.р. в аґарному секторі України відбулися значні зміни. Змінилась структура і розміри аґарних підприємств. Водночас відбулося зменшення поголів'я тварин, що призвело до зменшення майже в 10 разів обсягів виробництва і накопичення орґанічних добрив. За даними інституту землеробства, щоб компенсувати дегуміфікацію ґрунтів в Україні необхідно щорічно вносити 330 – 350 млн. тонн орґанічних добрив, або в середньому 10 – 11 т/га.

Отже, за сучасних умов тривалої і гострої нестачі орґанічних добрива виникає потреба у використанні місцевих ресурсів орґанічної сировини для виробництва і наґромадження орґанічних добрив. Одним із напрямків вирішення питань збільшення обсягів застосування орґанічних добрив є приготування біомінеральних добрив на основі бурого вугілля непридатного для його використання за прямим призначенням. Запаси такого вугілля тільки в одній Житомирській області складають понад 5 млн. тонн.

Завдання досліджень – встановлення науково-обґрунтованих основ розроблення технічних та технічних рішень для виробництва орґанічних добрив.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Інститутом мікробіології та вірусології НАН України, Інститутом фізіології рослин та генетики НАН України, Національним аґарним університетом розроблені мікробіологічні основи і обґрунтовані відповідні технологічні параметри виробництва біомінеральних добрив на основі бурого вугілля. Дослідження технологічних процесів приготування

органо-мінеральних добрив проводиться науковими установами ряду країн СНД, такими як ННЦ „ІМЕСГ”, ВІМ, ВНДПТІМЕСГ, СибІМЕ та ін. Аналіз комплексу операцій технологічного процесу приготування органічних добрив, наведено в роботах [1, 2]. Проте ці дослідження, ще недостатньо дають науково-обґрунтовані рекомендації щодо збільшення обсягу виробництва повнокомпонентних добрив із різкого виду органічної сировини.

Мета досліджень – обґрунтування і розробка технологічного процесу і технічних рішень створення комплексу з виробництва орґано-біомінеральних добрив на основі бурого вугілля.

Результати дослідження. Із аналізу сучасного стану механізації приготування органічних добрив з позицій ієрархічної системи видно, що за фізико-механічними властивостям рецептурний склад компонентів для приготування органічних добрив дуже різноманітний. Компонентами органічних добрив можуть бути дернова земля, торф, солома, підстилковий та напіврідкий гній, мінеральні добрива та ін. Спеціальних технічних засобів для виконання таких базових операцій як транспортування, дозування і змішування в стаціонарному режимі не існує, їх необхідно створювати або модернізувати аналогічні технічні засоби з інших галузей промисловості. За аналогією з хіміко-технологічними системами технологічний процес приготування орґано-біомінеральних добрив можна розглядати як сукупність взаємозв’язаних технологічними потоками технічних засобів [5].

Аналізуючи і синтезуючи технологічну лінію, кожний елемент розглядається як технологічний оператор, що перетворює фізичні параметри вхідних потоків у фізичні параметри вихідних потоків. У технологічних операторах виконуються кількісні і якісні перетворення потоків.

Модель багатомірного технологічного оператора може бути подана у вигляді функціональної залежності

$$[Y_{вих}] = \{F[X_{вх}]K_e\}, \quad (1)$$

де $[Y_{вих}]$ – вектор-параметр вихідних технологічних потоків; $\{F[X_{вх}]K_e\}$ – вектор-функція фізичних параметрів вхідних технологічних потоків; K_e – конструктивні і технологічні параметри елемента системи.

Враховуючи велику кількість компонентів, які використовуються для приготування біомінеральних добрив, їх фізико-механічні властивості, то за виразом (1) до основних технологічних операторів цільового призначення належать: дозування і перемішування компонентів.

Технологічні оператори дозування кількісно перетворюють вхідні потоки. Із дозатора, в який окремо завантажуються порція компонента, виходить рівномірний потік, величина якого в кожний біжучий момент часу значно менша від величини початкової порції, а число частинок компонента у вихідному потоці дозатора у багато разів більше від їх кількості у вхідному потоці.

Взаємодія технологічних операторів здійснюється технологічними зв'язками, які відповідають технологічним потокам. У технологічних лініях приготування сумішей, як правило, присутній послідовно-технологічний зв'язок, при цьому потік проходить через кожний елемент не більше одного разу. За допомогою умовних позначень технологічних операторів, які використовуються при аналізі хіміко-технологічних та інших систем [5] можна відобразити технологічні лінії приготування.

Параметрична схема процесу дозування показана на рис.1, а, де вхідні параметри: V_p - нерівномірність щільності технологічної маси в об'ємі бункера (місткості сировини) дозатора; $f(x, y, z)$ - рівняння поверхні маси в бункері (місткості сировини) дозатора; W - вологість технологічної маси; f_m - в'язкість маси; X_1, X_2, \dots, X_n - параметри дозуючого пристрою (керованої дії).

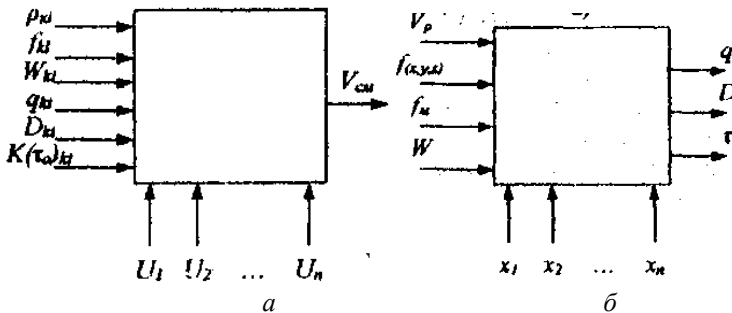


Рис. 1. Параметричні операційні схеми процесу приготування органо-мінеральних добрив: а - дозування; б - змішування

Вихідні параметри: g - середня доза; D - дисперсія потоку; τ_0 - інтервал часу кореляційного зв'язку. Якість дозування технологічної маси характеризується дисперсією чи середньоквадратичним відхиленням бункера (місткості сировини) σ . Відносна нерівномірність маси оцінюється коефіцієнтом варіації.

Проте ці показники характеризують зовнішні аспекти вихідних потоків і не відображають внутрішню їх структуру. Якщо розглянути

два способи реалізації подачі, в яких математичне очікування і дисперсія рівні між собою, а структура різна, то змішувач (в який надходить потік) буде функціонувати в обох випадках по-різному.

За даними Інституту мікробіології та вірусології НАН рецептурний склад компонентів органо-біомінеральних добрив включає: буре вугілля, біогумус, осад стічних вод (ОСВ), фосфорити вуглекислий амоній. Ці компоненти необхідно змішати в певному співвідношенні так, щоб суміш мала вологість не більше 70%, а нерівномірність змішування не перевищувала 10...15%.

Для цього пропонується створити стаціонарну технологічну лінію із відповідного технологічного обладнання. Базовою операцією технологічної лінії повинна бути операція змішування, до якої спрямовуються всі потоки компонентів. Виконується ця операція в машинах, які називаються змішувачами. За принципом дії змішувачі діляться на змішувачі періодичної дії і безперервної. Найбільш перспективними є змішувачі безперервної дії [3, 4], які дозволяють експлуатувати технологічне обладнання в стабільному режимі без зупинок. Крім того, змішувачі безперервної дії, менш енергоємкі і більш продуктивні.

На основі вищенаведених теоретичних передумов та вихідних даних рецептурного складу органо-біомінеральних добрив розроблена структурна схема матеріалопотоків технологічної лінії приготування органо-мінеральних добрив (рис. 2), та обґрунтовано і проведено розрахунок матеріалопотоків лінії за нижчеподаною методикою.

Вибір і обґрунтування технологічного обладнання лінії проводились на основі результатів розрахунків матеріалопотоків, експериментальних даних характеристик аналогічних матеріалопотоків, а саме, експериментальних даних процесу дозування сипких матеріалів, змішування їх у безперервному процесі з органічними компонентами [6, 7].

Обґрунтування матеріалопотоків технологічної лінії з виробництва біомінеральних добрив. Вихідні дані подано в таблицях 1 і 2.

Таблиця 1. Рецептурний склад компосної суміші і характеристика компонентів

Назва компонентів	Рецептурне співвідношення, %	Об'ємна маса т/м ³	Початкова вологість, %
Буре вугілля	85	0,6	55
Біогумус	10	0,6	60
ОСВ	5	1,0	94...98

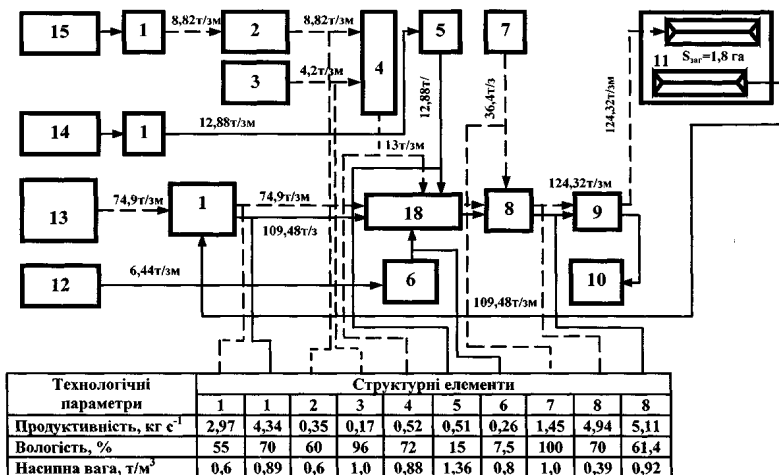


Рис 2. Структурна схема матеріалопотоків технологічної лінії приготування органіобіомінеральних добрив: 1-живильник-дозатор бурого вугілля; 2-живильник-дозатор біогумусу; 3-дозатор ОСВ; 4-біореактор "Райдуга"; 5-дозатор фосфоритів; 6-дозатор вуглек. амонію; 7-живильник-дозатор води; 8-змішувач; 9-бункер-накопичувач; 10-затарювач органі-біоміндобрив; 11-майданчик під бурти компосту; 12-склад вугл.амонію на 5-денний запас; 13-склад бурого вугілля; 14-склад фосфоритів на 5-денний запас; 15-склад біогумусу на 5-денний запас; 16-майданчик під біогумус на 2-денний запас; 17-майданчик під фосфорити на 2-денний запас; 18-конвеєр стрічковий (---> матеріалопотоки I етапу роботи комплексу; —> матеріалопотоки II етапу роботи комплексу)

Таблиця 2. Рецептний склад біомінеральних добрив і характеристика компонентів

Назва компонентів	Рецептурне співвідношення, %	Об'ємна маса т/м ³	Початкова вологість, %
Компост	85	Розраховується за формулою (8)	70
Фосфорити	10	1,36	15
Вуглекислий амоній	5	0,8	7...8

Технологічний процес приготування добрив, а відповідно і робота комплексу машин та технологічної лінії проходить у два етапи.

Перший етап роботи технологічної лінії комплексу.

Вологість потоку суміші біогумуса з ОСВ після біореактора складає

$$W_{cm} = \frac{W_{\text{біо}} \cdot m_{\text{біо}} + W_{\text{ОСВ}} \cdot m_{\text{ОСВ}}}{m_{\text{біо}} + m_{\text{ОСВ}}} = \frac{60 \cdot 10 + 95 \cdot 5}{10 + 5} = 72\%, \quad (2)$$

де $W_{\text{біо}}$, $W_{\text{ОСВ}}$ – вологість, відповідно біогумуса і ОСВ, %; $m_{\text{біо}}$, $m_{\text{ОСВ}}$ – маса, відповідно біогумуса і ОСВ, кг.

Об'ємна маса суміші біогумуса з ОСВ визначається припускаючи, що значного приросту суміші не відбувається, так як ОСВ заповнить тільки міжагрегатний простір біогумусу, тоді

$$V_{\text{біо}} = \frac{m_{\text{біо}}}{\rho_{\text{біо}}} = \frac{0,010}{0,6} = 0,017 \text{ м}^3, \quad (3)$$

$$\rho_{cm} = \frac{m_{\text{біо}} + m_{\text{ОСВ}}}{V_{\text{біо}}} = \frac{0,010 + 0,005}{0,017} = 0,88 \text{ т} / \text{м}^3, \quad (4)$$

де $V_{\text{біо}}$ – об'єм 0,010 тони біогумусу, м^3 ; ρ_{cm} – об'ємна маса суміші, $\text{т} / \text{м}^3$.

Вологість компосної суміші: буре вугілля + суміш біогумуса з ОСВ становить

$$W_{kl} = \frac{W_{\text{б.в.}} \cdot m_{\text{б.в.}} + W_{cm} \cdot m_{cm}}{m_{\text{б.в.}} + m_{cm}} = \frac{55,85 + 72,15}{85 + 15} = 57,55\%, \quad (5)$$

де W_{kl} – вологість компосної суміші, %; $W_{\text{б.в.}}$ – вологість бурого вугілля, %; W_{cm} – вологість суміші біогумуса з ОСВ, %; $m_{\text{б.в.}}$, m_{cm} – маса, відповідно, бурого вугілля і суміші біогумуса з ОСВ, кг.

Об'ємна маса компосної суміші вологості $W_{kX} = 57,55\%$ складає

$$\rho_{kl} = \frac{(m_{\text{б.в.}} + m_{cm}) \rho_{\text{б.в.}} \cdot \rho_{cm}}{m_{\text{б.в.}} \rho_{cm} + m_{cm} \rho_{\text{б.в.}}} = \frac{(0,085 + 0,015) \cdot 0,6 \cdot 0,88}{0,085 \cdot 0,88 + 0,015 \cdot 0,6} = 0,63 \text{ т} / \text{м}^3, \quad (6)$$

Маса води, для доведення компосної суміші масою $(85+15)=100$ кг і вологістю 57,55% до вологості $W_{k2} = 70\%$ (заданої) становить

$$\rho_{kl} = \frac{(m_{\text{б.в.}} + m_{cm}) \rho_{\text{б.в.}} \cdot \rho_{cm}}{m_{\text{б.в.}} \rho_{cm} + m_{cm} \rho_{\text{б.в.}}} = \frac{(0,085 + 0,015) \cdot 0,6 \cdot 0,88}{0,085 \cdot 0,88 + 0,015 \cdot 0,6} = 0,63 \text{ т} / \text{м}^3, \quad (7)$$

де m_e – маса води, кг (літр).

Об'єм маси компосної суміші після її зволоження до вологості $W_{k2} = 70\%$ визначається ввівши допущення про те, що істотного приросту об'єму суміші вологості $W_{kX} = 57,55\%$ після її

зволоження до $W_{\kappa 2} = 70\%$ не відбудеться, а тільки збільшиться її маса на величину маси доданої води, тоді

$$V_{\kappa 1} = \frac{(m_{\delta.с.} + m_{мс})}{\rho_{\kappa 1}} = \frac{0,100}{0,63} = 0,159 \text{ м}^3,$$

$$\rho_{\kappa 2} = \frac{(m_{\delta.с.} + m_{см} + m_{г})}{V_{\kappa 1}} = \frac{(0,085 + 0,015 + 0,0415)}{0,159} = 0,89 \text{ Т / м}^3, \quad (8)$$

де $\rho_{\kappa 2}$ – об’ємна маса компосиної суміші вологістю $W_{\kappa 2} = 70\%$.

Теоретичне визначення насипної ваги має орієнтовний характер і не претендує на високу точність, оскільки розрахунок проводився при відсутності експериментальних даних стосовно пористості компонентів, ступення ущільнення, вологемкості компонентів, але результати розрахунків допустимі для використання в подальших розрахунках параметрів матеріальних потоків.

Співвідношення компонентів компостної суміші після її зволоження до 70% визначається за виразом

$$Q_i = \frac{m_i \cdot 100}{\sum_{i=1}^N m_i}, \quad \% \quad (9)$$

де m_i – маса i – го компоненту в компосній суміші вологістю 70%, кг.

Результати розрахунків зведені в таблиці 3.

Таблиця 3. Співвідношення компонентів компостної суміші вологістю 70%

Назва компоненту	Маса компоненту в суміші, кг	Дольова частина компоненту суміші, %
Буре вугілля	85	60,1
Біогумус	10	7,1
ОСВ	5	3,5
Вода	41,5	29,3
Суміш	141,5	100

Приймається продуктивність змішувача 20 м³/год, тоді продуктивність в т/год буде становити:

$$Q = 20 \cdot \rho_{\kappa 2} = 20 \cdot 0,98 = 17,8 \text{ Т / год} \quad (10)$$

Враховуючи технічні і технологічні параметри комплексу визначається продуктивність потоків в технологічній лінії під час першого етапу (табл. 4). Продуктивність біореактора відповідно становить: 1,86 т/год; 31,5 кг/хв; 0,52 кг/сек; 13,02 т/зм.

Таблиця 4. Продуктивність потоків компонентів при приготуванні компостної суміші вологістю 70%

Назва компоненту	Продуктивність потоку			
	т/год	кг/хв	кг/с	т/зміни
Буре	$17,8 - 0,601 = 10,7$	178,3	2,97	74,9
Біогумус	$17,8 - 0,071 = 1,26$	21,1	0,35	8,82
ОСВ	$17,8 - 0,035 = 0,6$	10,4	0,17	4,2
Вода	$17,8 - 0,293 = 5,2$	86,9	1,45	36,4
Разом	17,76	296,7	4,94	124,32

Другий етап роботи технологічної лінії комплексу.

Об'ємна маса біомінеральних добрив (суміші: компост + фосфорити + вуглекислий амоній) складає:

$$V_{обм} = \frac{m_{\kappa 2}}{\rho_{\kappa 2}} + \frac{m_{\phi}}{\rho_{\phi}} + \frac{m_A}{\rho_A} = \frac{0,085}{0,89} + \frac{0,010}{1,36} + \frac{0,005}{0,8} = 0,109 \text{ м}^3, \quad (11)$$

$$\rho_{обм} = \frac{m_{\kappa 2} + m_{\phi} + m_A}{V_{обм}} = \frac{0,085 + 0,010 + 0,005}{0,109} = 0,92 \text{ Т / м}^3, \quad (12)$$

де $V_{обм}$ – об'єм маси біомінеральних добрив вагою 0,100 т; ρ_{ϕ} , ρ_A – об'ємна маса відповідно фосфориту і амонію; $\rho_{обм}$ – об'ємна маса біомінеральних добрив; $\rho_{\kappa 2}$, m_{ϕ} , m_A – маса відповідно компосту, фосфориту, амонію, т.

Продуктивність змішувача на другому етапі роботи лінії становить

$$Q_{II} = 20 \text{ м}^3 / \text{год} \cdot 0,92 \text{ Т / м}^3 = 18,4 \text{ Т / год}$$

Продуктивність потоків в технологічній лінії комплексу під час другого етапу роботи подана в таблиці 5.

Таблиця 5. Продуктивність потоків компонентів при прогнозуванні біомінеральних добрив

Назва компоненту	Продуктивність потоку			
	т/год	кг/хв	кг/с	т/зміни
Компост	$18,4 - 0,85 = 15,64$	260,7	4,34	109,48
Фосфорити	$18,4 - 0,10 = 1,84$	30,7	0,51	12,88
Вуглекислий амоній	$18,4 - 0,005 = 0,92$	15,3	0,26	6,44
Разом	18,4	306,7	5,11	128,8

Вологість біомінеральних добрив буде становити:

$$W_{обм} = \frac{W_{\kappa 2} m_{\kappa 2} + W_{\phi} m_{\phi} + W_A m_A}{m_{\kappa 2} + m_{\phi} + m_A} = \frac{7015,64 + 151,84 + 7,5 \cdot 0,92}{15,64 + 1,84 + 0,92} = 61,4\%$$

де $W_{к2}$ – вологість компосту, %; $W_{обм}$ – вологість біомінеральних добрив.

На основі викладених аналітичних та методичних підстав розроблено комплекс, призначений для виробництва добрив із бурого вугілля, біогумусу, осадів стічних вод та мінеральних компонентів: фосфоритів і вуглекислого амонію.

Обладнання технологічної лінії комплексу монтується під відкритим навісом на майданчику з твердим покриттям. Привод робочих органів обладнання електричний, індивідуальний.

Таблиця 6. Технічні і технологічні параметри комплексу для виробництва біомінеральних добрив.

Найменування показника	Одиниця виміру	Значення
Тип		Стационарний
Привод робочих органів		Електричний
Режим технологічного процесу		Безперервний
Продуктивність за годину основного часу	т/год	17...25
Продуктивність за зміну	т/зміна	124...175
Рецептурний склад компосної суміші:		
Буре вугілля	%	85
Біогумус	%	10
Осад стічних вод (ОСВ)	%	5
Рецептурний склад біомінеральних добрив: Компостна суміш	%	85
Фосфорит	%	10
Вуглекислий амоній	%	5
Вологість компосної суміші	%	70
Насипна вага компосної суміші	т/м ³	0,89
Вологість біомінеральних добрив	%	61,4
Насипна вага біомінеральних добрив	т/м ³	0,92
Висота завантаження обладнання не більше	мм	2200
Загальна потужність електроприводів	кВт	25,2 – 34,4
Тип дозувального обладнання		Активно –виносної дії
Тип змішувача обладнання		Бітерно – гвинтовий змішувач, двохвальнлопатевий змішувач
Місткість бункерів дозувального обладнання:		
дозатора бурого вугілля	м ³	35
дозатора біогумусу	м ³	8
дозатора ОСВ	м ³	10
дозатора фосфоритів	м ³	9
дозатора вуглекислого амонію	м ³	5
Габаритні розміри технологічної лінії	мм	
довжина		28000
ширина		15000
висота		4500
Строк служби технологічного обладнання при дотриманні правил експлуатації	років	5

Технологічна лінія забезпечує механізацію послідовного виконання технологічних операцій: транспортування і завантаження компонентів в обладнання технологічної лінії, дозування компонентів, конвеєрне переміщення їх до змішувача, змішування компонентів в певному співвідношенні, завантаження суміші в транспортні засоби, буртування суміші на майданчику з твердим покриттям, а при необхідності затарювання добрив.

Приготування біомінеральних добрив здійснюється при температурі зовнішнього середовища і компонентів вище 0°C. Компоненти не повинні містити в собі інші включення.

Річний обсяг приготування органо-біомінеральних добрив становить 20 тис. тон. Технічні і технологічні параметри лінії наведені в таблиці 6. План розміщення обладнання технологічної лінії комплексу для виробництва біомінеральних добрив показано на рис 3.

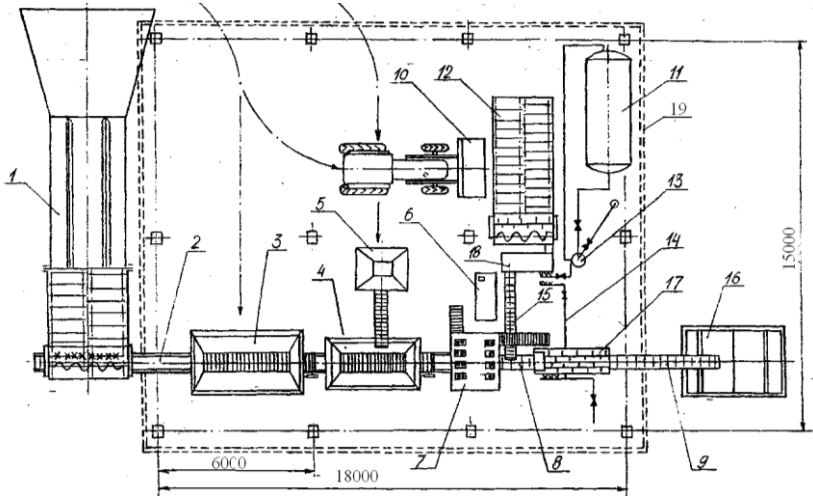


Рис. 3. Комплекс для виробництва органо-біомінеральних добрив: 1-дозатор бурого вугілля; 2-конвеєр стрічковий; 3-дозатор фосфоритів; 4-дозатор вуглекислого амонію; 5-розгартювач-подрібнювач-завантажувач; 6-верстак слюсарний; 7-пульт керування і контролю за роботою техн. лінії; 8,9,15-конвеєри скребкові; 10-навантажувач фронтальний; 11-смість під ОСВ; 12-дозатор біогумусу; 13-система забору, завантаження і подачі ОСВ в технологічну лінію; 14-система подачі води; 16-бункер-накопичувач; 17-змішувач; 18-біореактор "Райдуга"; 19- навів

Технологічна лінія включає: дозатори бурого вугілля, біогумусу, фосфоритів, вуглекислого амонію; систему дозованої подачі осадів стічних вод, води для зволоження суміші компонентів; біореактор «Райдуга»; змішувач компонентів; комплект конвеєрів для подачі віддозованих потоків компонентів до змішувача; розжарювач – подрібнювач мінеральних компонентів; бункер–накопичувач скребковим конвеєром; пульт керування обладнанням технологічної лінії. В комплект обладнання технологічної лінії входить робоче місце слюсаря з наладки і технологічного обслуговування лінії, ємкості для води і ОСВ та фронтальний навантажувач.

За базову основу розробки дозаторів компонентів були використані апробовані у виробничих умовах технічні рішення дозаторів прямого призначення, а саме вуглекислого амонію, фосфоритів, торфу (як аналога буромго вугілля).

Параметри змішувача як базової машини в технологічній лінії, обґрунтовані за умов згладжування високочастотних флуктуацій віддозованих потоків компонентів в процесі їх змішування.

Технічна характеристика обладнання технологічної лінії.

Дозатор бурого вугілля, складається із похилого ланцюгово-планчастого конвеєра шириною 3000 мм і довжиною 4500 мм, трьох фрез - барабанів діаметром 350 мм і лотка з гідропіднімальним механізмом для приймання бурого вугілля з транспортних засобів і подавання його в похилу частину конвеєра. Для забезпечення рівномірної подачі (дозування) бурого вугілля один із барабанів виконує функцію вирівнювача, а два інших функцію подрібнювача. Частота обертання приводних зірочок ланцюгово-планчастого конвеєра регулюються в межах 0,189-0,350 об/хв, що забезпечує подачу бурого вугілля в межах 10,7-15,0 т/год. Привод фрезбарабанів і конвеєра роздільний. Споживана потужність конвеєра 3,0 кВт, фрезбарабанів - 4,0 кВт.

Лоток являє собою зварну конструкцію, створену двома бортами скріпленими між собою металевими балками та листом дна і шарнірно кріпиться до конвеєра кронштейнами. Для кріплення гідроциліндрів передбачені опори циліндрів з шаровими гніздами.

Дозатор фосфоритів, включає раму, приводну станцію, яка складається із мотор-редуктора і ланцюгової передачі, бункер для прийому фосфоритів, прутковий конвеєр і заслінку для регулювання дозувальної щільності. Споживна потужність мотор-редуктора становить 1,5 кВт. Дозатор забезпечує подачу фосфоритів в межах 1,84...2,5 т/год.

Дозатор вуглекислого амонію. Конструкція дозатора аналогічна конструкції дозатора фосфоритів і відрізняється тільки місткістю бункера.

Дозатор біогумус. Конструкція дозатора біогумуса аналогічна конструкції дозатора бурого вугілля. В ньому відсутній лоток для прийому компонента. Ширина ланцюгово-планчастого конвеєра становить 2000 мм, довжина 5390 мм. Завантаження біогумуса в дозатор здійснюється фронтальним завантажувачем. Дозатор забезпечує подачу біогумуса в технологічну лінію в межах 1,26-1,8т/год.

Регулювання подачі забезпечується комбінованим способом за рахунок кута нахилу платформи дозатора до горизонту та лінійної швидкості ланцюгово-плачастого конвеєра.

Фрезбарабани подрібнюють грудки біогумуса. Споживана потужність конвеєра становить 1,5 кВт, фрезбарабанів і вирівнювального барабана 4 кВт відповідно.

Система подачі ОСВ, включає мережу трубопроводів для забору ОСВ із ємкості і рециркуляції з метою перемішування ОСВ в ємкості, насос відцентрового типу (НФ), дисперсний розподільник, який являє собою П-подібний патрубок із отворами діаметром 3...4 мм.

Диспергування ОСВ виконується в біореакторі «Райдуга» під тиском 1,5... 2 атм. Система забезпечує подачу ОСВ в біореактор в межах 0,6... 0,88 т/год.

Біореактор «Райдуга». Конструкція біореактора являє собою змішувач безперервної дії з активними робочими органами інтенсивного змішування.

Змішувач призначений для змішування всіх віддозованих компонентів. Процес змішування в ньому відбувається безперервно. Конструкція змішувача є бітерно-гвинтового типу. Особливістю його є наявність робочих органів двох типів – суцільно - гвинтова і лопатево - бітерна, котрі обертається в одну сторону.

Наявність роздільного пристрою робочих органів створює передумову для встановлення більш раціональних режимів роботи змішувача в залежності від складу і фізико-механічних властивостей вихідних компонентів.

Конструкція змішувача випробувана у виробничих умовах на приготуванні сумішей різного призначення: сипких мінеральних добрив, вологих органо-мінеральних добрив, вологих кормових сумішей і т.д. Змішувач забезпечує продуктивність за годину чистої роботи не менше 25 тонн. Споживча потужність становить 6 кВт

(2 електродвигуни по 3 кВт кожний). Габаритні розміри змішувальної камери складають : ширина – 1000 мм, довжина – 2900 мм, висота – 1000 мм.

Конвеєри. Для транспортування віддозованих потоків компонентів, приготованої суміші в технологічній лінії, використані серійні конвеєри: стрічковий конвеєр ТЛ-65, скребкові конвеєри типу ТС-Ф-40М. Лінійна швидкість на конвеєрах становить 0,2...0,5 м/с, що задовольняє технічним вимогам одержання однорідної суміші компонентів у змішувачі.

Бункер-накопичувач призначений для забезпечення безперервної роботи технологічної лінії в проміжках між від'їздом і під'їздом транспортних засобів під бункер. Ємкість бункера становить 8 м³, що забезпечує безперервну роботу технологічної лінії протягом 10 хв (період відсутності транспортного засобу під бункером). Вивантаження суміші з бункера здійснюється за допомогою гвинтових конвеєрів.

Робота технологічної лінії. Робота технологічної лінії здійснюється у два етапи. На першому етапі відбувається приготування компостної суміші, яка складається із бурого вугілля, біогумусу і ОСВ. На другому етапі здійснюється збагачення одержаного компосту мінеральними добривами.

I етап. Відповідно підготовлені до змішування буре вугілля, біогумус завантажуються в бункери дозаторів за допомогою транспортних засобів (ЗИЛ-ММЗ, КАМАЗ) і фронтального навантажувача. Маршрути навантажувача показані на плані розташування обладнання (рис. 3).

Оператором із пульта керування послідовно включаються в роботу стрічковий конвеєр 2, скребкові конвеєри 8 і 15, змішувач 17, скребковий конвеєр 9. Потім також послідовно включається в роботу дозатор бурого вугілля 1, дозатор біогумусу 12, біореактор 18. Віддозовані компоненти подають «організованим» [6] потоком у основний змішувач, де вони змішуються, зволожуються і подаються в бункер-накопичувач. Біогумус і ОСВ у основний змішувач (бітерно-гвинтовий) подаються після біореактора.

Із бункера-накопичувача компостна суміш вологістю 70% транспортується на майданчик з твердим покриттям, де формується у бурти трапецієподібної форми з шириною в основі 3...4 м і висотою 1,8...2 м на протягом трьох місяців у компостних буртах відбуваються ферментаційні процеси.

II етап. Із бургів після трьохмісячного компостування (ферментації) компост транспортують і вивантажують самоскидними

транспортними засобами в дозатор бурого вугілля 1, одночасно в бункери – дозатори 3 і 4 фронтальним навантажувачем (або безпосередньо розжарювачем – подрібнювачем тип АИР-20) завантажуються відповідно фосфорити і вуглекислий амоній. Оператором послідовно включаються в роботу конвеєри 2, 8, 9, дозатори 1, 3, 4 і змішувач 17. Після змішування суміш (органомінеральні добрива) через бункер-накопичувач подаються на склад готової продукції, або в цех затарювання.

Висновки. Запропонована методика розрахунку параметрів стаціонарного комплексу для приготування органо-біомінеральних добрив підтверджена експериментально і на її основі дано практичні рекомендації щодо створення цього комплексу.

Впровадження запропонованого комплексу у виробництво дасть змогу збільшити виробництво органо-біомінеральних добрив з різного виду місцевої органічної сировини.

Література

1. Вітрух І., Олещенко П., Висовень В. Системний аналіз комплексу операцій технологічного процесу приготування та основного внесення органічних добрив // Вісник ЛДАУ «Агроінженерні дослідження». - Вип. 6. - Львів: ЛДАУ, 2004. - С. 21 – 33.
2. Мельников С.В. Системний похід к изучению производственных процессов в животноводстве // Механизация производственных процессов в животноводстве. - Тр. ЛСХИ - Т. 362. - Ленинград, 1978. – С. 3 – 17.
3. Гребенник В.И. Исследования процесса смешивания навоза с фосфоритной мукой на примере двухвального смесителя непрерывного действия: Дис... канд. техн. Наук:05.20.01. - М., 1967. – 153 с.
4. Гейфман В.П. Исследование процесса смешивания влажных кормов в смесителе непрерывного действия: Дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – К., 1980. – 232 с.
5. Кафаров В.В. Методы кибернетики в химии и химической технологии. - М.: Химия, 1976 – 468с.
6. Высовень В.В. Обоснования технологии и средства механизации переработки безподстилочного навоза на компосты «Организованным смесеобразованием»: Автореф. дис... канд. техн. наук. – К., 1986. – 18с.
7. Кукта Г.М. Технология переработки и приготовления кормов. – М.: Колос, 1978. – 237 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

МАШИНИ ДЛЯ ВОРУШІННЯ СТЕБЛОВОЇ СТРІЧКИ ЛЬОНУ

В статті наведено аналіз конструкції машин для ворошіння стебел льону.

Постановка проблеми. При збиранні льону комбайновим способом з розстилянням соломки на льоновищі ворох поступає в причіпний візок для перевезення на сушильний пункт, а обчесані стебла опускаються машинною на землю для вилежування і перетворення в тресту. Якщо погодні умови хороші (відсутність тривалих дощів, помірно тепла погода), то вилежування соломки протікає задовільно. Якщо ж погодні умови погані (тривалі дощі, мало сонячних днів), то обчесані стебла кладуться на вологий ґрунт, підсихають і прилипають до нього. Зважаючи на це, під час прибирання трести для підйому стебел їх потрібно буде відривати від ґрунту або піднімати і зміщувати на сусідню ділянку поля, де вони зможуть підсохнути, при цьому можливий і такий варіант прибирання як відрив стебел від ґрунту з формуванням порцій, які встановлюються в шатри для досушування.

Часто стебла, лежачі на ґрунті, під час вилежування проростають травою, яка зчіплюється із стеблами, зважаючи на це для прибирання трести доводиться відривати її від трави. Для виконання таких операцій механізованим способом розроблені ворошилка стеблової стрічки і розпушувач стеблової стрічки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Раніше такі роботи проводилися [1, 2, 3], але недостатньо.

Мета дослідження. Провести аналіз стану механізації операцій ворошіння і розпушування стеблової стрічки льону.

Результати дослідження. На рис. 1. представлена схема ворошилки льону ВЛ-2. Машина причіпна, одночасно піднімає дві паралельно укладені стрічки льону. Ворошилка містить раму 1, опорно-приводні колеса 3, диски 5 з фігурними зубами 6 і знімною решіткою 7, передача обертального руху дискам із зубами здійснюється від опорно-приводних коліс через уповільнювальну ланцюгову передачу.

При роботі агрегату, що складається з трактора і ворошилки, зуби 6, обертаючись за годинниковою стрілкою, піднімають лежачу на землі стеблову стрічку вгору і одночасно зміщують її назад, при цьому

стебла розпушуються, відриваються від землі і трави та знову падають на землю.

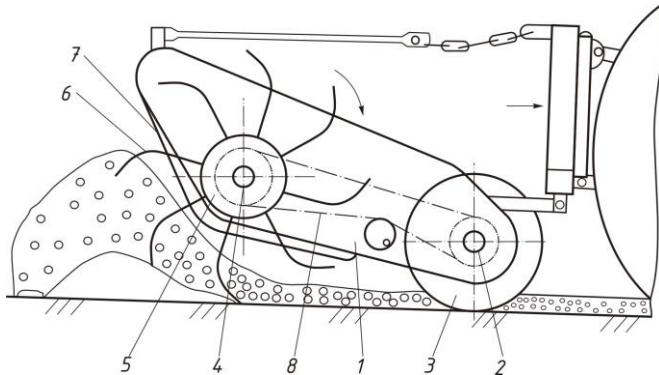


Рис. 1. Схема ворошилки стрічок льону: 1 – рама; 2 – вал коліс; 3 – опорно-приводні колеса; 4 – вал дисків; 5 – диски; 6 – зуб; 7 – знімна решітка; 8 – ланцюгова уповільнювальна передача

Випробування цієї машини показали, що відлому вона працює задовільно, проте із-за зігнутої проти напрямку руху агрегату форми частин зубів, віддалених від осі обертання дисків, можливий недобір (відсутність захоплення) стебел, розташованих в стрічці ближче до землі.

Цього недоліку немає в розробленому нами розпушувачі стрічки стебел льону, схема якого представлена на рис. 2. Машина містить раму 1, сницю 2, редуктор 3, диски 4, пальці 5, напрямні поверхні 6, кожух 7, два самоустановлювальних колеса 8, привод 9 від редуктора 3 до валу дисків 4, а також гідроциліндр 10. Машина причіпна, приєднується спереду сницею 2 до причіпного пристрою трактора. Це одна опора машини. Окрім цієї опори машини є ще дві опори у вигляді двох самоустановлювальних коліс 8, осі яких приєднані до рами 1 справа і зліва. До рами 1 справа і зліва прикріплені також опори вала дисків 4. На цьому валі, встановлені жорстко три диски 4, на кожному диску прикріплюються радіально встановлені пальці 5 на деякій відстані один від одного. Напрямні поверхні 6 і кожух 7 своїми нижніми частинами кріпляться до рами 1; окрім такого кріплення, кожух 7 спереду кріпиться до передньої частини рами 1. Редуктор 3 встановлений на рамі 1, його зубчаті колеса отримують обертання від валу відбору потужності трактора через карданну передачу і передають це обертання через привод 9 на вал дисків 4. Привод 9 є пасовою передачею, яка отримує обертання від вихідного вала редуктора 3.

Привод машини може бути також здійснений від гідромотора.

Підйом і опускання машини з метою її переведення з робочого положення в транспортне і навпаки здійснюється за допомогою гідроциліндра 10, кінці якого з'єднують раму 1 машини з нависним обладнанням трактора.

Розпушувач працює таким чином. При русі трактора з машиною на полі, пальці 5 дисків 4 обертаючись, захоплюють лежачі на землі стебла 11, відривають їх від трави і землі та піднімають їх вгору в зону між напрямними поверхнями 6 і кожухом 7. На цій ділянці стебла поступово звільняються від пальців 5 і падають вниз, утворюючи стрічку 12 із розстелених стебел.

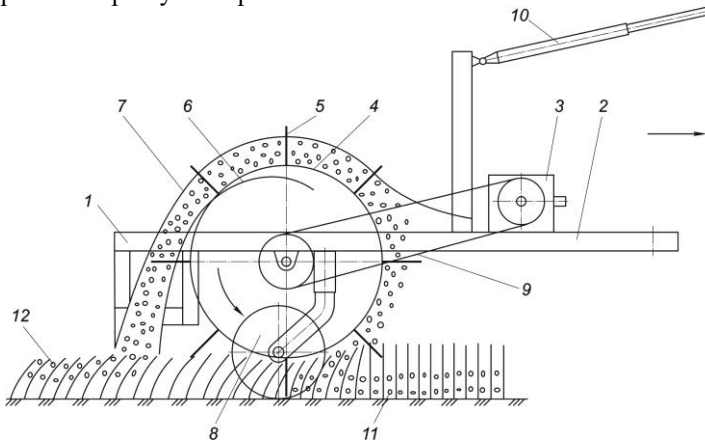


Рис. 2. Схема машини для розпушування стеблової стрічки льону: 1 – рама; 2 – сниця; 3 – редуктор; 4 – диск; 5 – палець; 6 – напрямна поверхня; 7 – кожух; 8 – самоустановлювальні колеса; 9 – привод; 10 – гідроциліндр; 11, 12 – стеблова стрічка льону, відповідно, до і після розпушування

Завдяки великому діаметру диска 4 дана машина зубами 5 піднімає стебла вгору на значно більшу відстань, ніж це робиться в машині, схема якої зображена на рис. 1; при цьому на машині, зображеній на рис. 2, стебла краще провітрюються, ніж на машині, представлений на рис. 1. Окрім цього, як вже говорилося раніше, розпушувач стебел краще піднімає стебла лежачі на землі або такі, що прилипли до неї.

Таким чином, розпушувач стеблової стрічки, зображений на рис. 2, має переваги перед машиною на рис. 1.

Література

1. Луценко В.М. Ворошилка для лент // Лён и конопля. – 1987. – №4 – С.37 – 38.
2. Справочник льновода / М.М. Труш, И.П. Сергеев, А.Н. Марченков и др.: Сост. М.М. Труш и Ф.М. Карпунин. – Л.: Агропромиздат., 1985. – С. 117 – 120.
3. Хайліс Г.А., Волошин В.І. Дослідження роботи машини для розпушування стрічки стебел льону // Сільськогосподарські машини. 36. наук. ст. Вип. 15. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 293 – 296.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.3

М.В. Вржещ, к.т.н., Б.Ф. Пасаман, к.т.н., Р.Я. Джигалюк
Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ФОРМИ ПОВЕРХНІ БАРАБАННОГО ОЧИСНИКА ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ

Обґрунтовано форму поверхні барабанного очисника головок коренеплодів, яка утворюється як поверхня обертання з врахуванням кута повороту між ведучим та веденим дисками.

Постановка проблеми. Барабанні очисники головок коренеплодів зі змінною геометрією поверхні значною мірою залежать від допустимого кута повороту між ведучим та веденим дисками. Зокрема у конструкції очисника [1] з жорсткими прутками поверхня обертання близька до однопорожнинного гіперboloїда. Оскільки поверхні даного виду належать до лінійчатих поверхонь, важливо їх формувати з врахуванням розташування як прутків, так і головки коренеплоду.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сучасному етапі вирішення проблем цього напрямку дослідники пропонують нові концепції щодо конструювання очисників [2], які реалізовані, зокрема у винаході [1], а також теоретично обґрунтовують варіанти покращення динамічних [3] та кінематичних [4] характеристик даного типу робочих органів. Конструктивні особливості досліджуваного барабанного очисника докладно розглянуті у праці [1], а питання

функціональної взаємодії між очисником та головкою коренеплоду висвітлені у працях [4, 5, 6, 7].

Мета дослідження. Метою дослідження є визначення допустимого кута повороту між ведучим та веденим дисками барабанного очисника головок коренеплодів, який визначає форму поверхні обертання у вигляді однопорожнинного гіперboloїда та забезпечує якісне виконання технологічного процесу очищення головок коренеплодів від залишків гички.

Результати дослідження. Для того, щоб визначити допустимий кут повороту між ведучим та веденим дисками [Θ] розташуємо пруток 8-8' (див. рис.) наступним чином. Нехай ведучий диск буде нерухомим, а точка 8 прутка займе нижнє положення з координатами $u_{1(8)} = u_{2(8)} = 0$, $u_{3(8)} = -R$. Тоді координати точки 8 у системі координат $Oxyz$ [5] будуть: $x_8 = H_x$, $y_8 = H_y$, $z_8 = -R + H_z$.

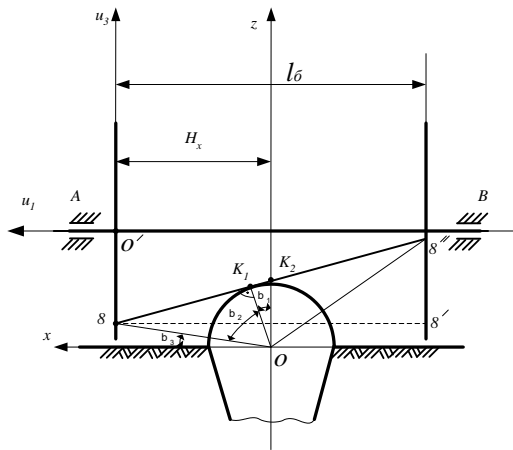


Рис. Схема до визначення кута [Θ]

Далі повернемо ведений диск так, щоб пруток зайняв дотичне до сферичної поверхні (на рис. дотичне до кола) положення. Отже, точка K_1 є точкою дотику, в якій відрізок $OK_1 = r$, перпендикулярний до прутка. Ця ортогональність радіуса r і прутка 8 - 8'' дійсна і для їхніх проєкцій на площину Oxz . Визначимо довжину відрізка l_{08} :

$$l_{08} = \sqrt{H_x^2 + Z_8^2}, \quad (1)$$

а також кут β_3 :

$$\beta_3 = \arccos\left(\frac{H_x}{l_{o8}}\right). \quad (2)$$

Аналогічно визначимо довжину відрізка l_{8K_1} :

$$l_{8K_1} = \sqrt{l_{o8}^2 - r^2}, \quad (3)$$

а також кут β_2 :

$$\beta_2 = \arccos\left(\frac{r}{l_{o8}}\right). \quad (4)$$

Таким чином, кут β_1 :

$$\beta_1 = \frac{\pi}{2} - (\beta_2 + \beta_3), \quad (5)$$

а також довжина відрізка $l_{K_1K_2}$:

$$l_{K_1K_2} = r \cdot \operatorname{tg} \beta_1. \quad (6)$$

Отже, довжина відрізка l_{8K_2} буде рівна:

$$l_{8K_2} = l_{8K_1} + l_{K_1K_2}, \quad (7)$$

а довжина проекції $l_{88''}$:

$$l_{88''} = 2l_{8K_2}. \quad (8)$$

Визначимо відстань $l_{8'/8''}$:

$$l_{8'8''} = \sqrt{l_{8'8''}^2 - l_d^2}. \quad (9)$$

Знаючи параметр $l_{8'/8''}$, визначимо координату точки $8''$ по осі $O'u_3$:

$$u_{3(8'')} = -R + l_{8'8''}, \quad (10)$$

а також координату $u_{2(8'')}$:

$$u_{2(8'')} = \sqrt{R^2 - u_{3(8'')}^2}. \quad (11)$$

Довжина по хорді між точками $8' - 8''$:

$$l_{8'8''}^{(x)} = 2R \sin\left(\frac{[\Theta]}{2}\right), \quad (12)$$

$$l_{8'8''}^{(x)} = \sqrt{[u_{2(8')} - u_{2(8'')}]^2 + [u_{3(8')} - u_{3(8'')}]^2}. \quad (13)$$

Із формули (12) визначимо допустимий кут повороту веденого диска:

$$[\Theta] = 2 \arcsin \left(\frac{l_{88}^{(x)}}{2R} \right). \quad (14)$$

Висновки. Визначений допустимий кут веденого диска дає можливість не тільки обґрунтувати форму поверхні барабанного очисника при обертанні, але й визначити необхідну жорсткість пружини для повернення даного диску у початкове положення.

Література

1. М.М.Хелемендик. Напрями і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин. – К.: Аграрна наука, 2001. – 280 с.
2. Патент 49356А Україна, МКВ А01Д 23/02. Барабанний очисник головок коренеплодів / Кушпель А.М., Хелемендик М.М., Вржещ М.В., Каленюк І.Є., Погорілий М.Л., Гевко Р.Б. (Україна) – № 2001117863; Заявлено 19.11.2001; Опубл. 16.09.2002. Бюл. № 9. – 2 с.
3. Вржещ М.В., Хелемендик М.М., Каленюк І.Є., Кушпель А.М., Лобацький В.П. Динаміка процесу копіювання коренеплодів механічною системою // Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 1999. – С. 55-57.
4. Вржещ М.В., Кушпель А.М., Хелемендик М.М., Угрин Л.С. Теоретичне обґрунтування кінематичних передумов ударної взаємодії жорсткого тіла з коренеплодом цукрового буряка // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Вип. 14. – Мелітополь, 2003. – С. 155–161.
5. Махароблидзе Р.М. Исследование деформации и разрушения корнеплодов ударной нагрузкой // Вопросы сельскохозяйственной механики. Т.17. - Минск.: Ураджай, 1967. – С. 3-43.
6. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет) / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.: Под общ. ред. Л.В.Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
7. Вржещ М.В., Кушпель А.М., Хелемендик М.М., Угрин Л.С. Моделювання процесу ударної взаємодії жорсткого тіла з коренеплодом цукрового буряка // Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний наук. зб. – Вип. 89. – Глеваха, 2005. – С. 120–129.

Рецензент д.т.н., проф. Дідух В.Ф.

І.Б. Гевко, к.т.н.

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

В.І. Солтисюк, І.В. Фльонц

Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СТЕНДІВ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ РЯДУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Приведені конструкції і обґрунтовані параметри стендів для дослідження характеристик гвинтових конвеєрних транспортно-технологічних і очисних систем сільськогосподарських машин. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і технологічних параметрів механізмів для транспортування сипких матеріалів і очищення коренеплодів.

Постановка проблеми. Для дослідження характеристик і шляхів удосконалення конструкцій транспортно-технологічних систем сільськогосподарських машин широко використовують відповідне стендове обладнання і оснащення. Враховуючи різноманітність функціонального призначення сільськогосподарських машин доцільно транспортно-технологічні системи, які за своїм призначенням виконують подібні функції, досліджувати на однотипних стендах.

Аналіз останніх досліджень і убілікацій. Питанням розроблення і дослідження характеристик гвинтових і очисних транспортно-технологічних систем сільськогосподарських машин присвячено ряд праць [1, 2, 3, 4], однак цілий ряд залишилися не вирішеними.

Мета дослідження. Метою роботи є розроблення стендового обладнання для дослідження гвинтових і очисних транспортних систем сільськогосподарських машин різного службового призначення.

Результати дослідження. Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтових робочих органів виконано у вигляді рами 1, до якої з лівого кінця жорстко встановлена ліва стійка 2 на опорах 3, до яких жорстко приєднана труба 4, в яку встановлено гвинтовий робочий орган 5 з зазором (рис.1). Лівий кінець останнього жорстко під'єднано до вала 6 приводного механізму 11, який здатний змінювати режими роботи (на кресленні не показано), а той в свою чергу приєднаний до електродвигуна 7, який жорстко під'єднаний до

лівого кінця рами 1. З лівого кінця гвинтового робочого органу і стійки 2 жорстко під'єднано бункер 8 з сипким матеріалом і шиббером 9, яким регулюють величину завантаження робочого органу через отвір 10 в трубу 4.

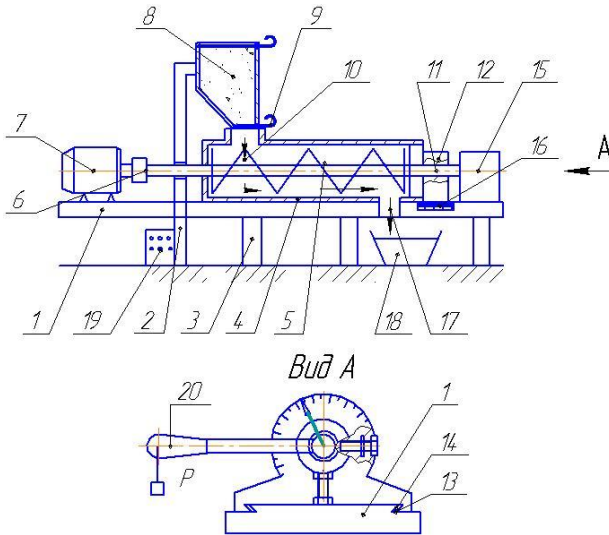


Рис. 1. Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтового робочого органу: 1-рама; 2-стійка; 3-опора; 4-труба; 5-гвинтовий робочий орган; 6-вал; 7-електродвигун; 8-бункер; 9-шиббер; 10-отвір; 11-приводний механізм; 12-штатив; 13-з'єднання основи штативу з рамою; 14-регулювальний клин; 15-порошкове гальмо; 16-ноніус; 17-вивантажувальний патрубок; 18-ємність

Правий кінець валу 11 гвинтового робочого органу жорстко встановлено в центральний отвір штативу 12, з можливістю кругового провертання і лінійного переміщення через з'єднання основи штативу з рамою 1 типу ластівкового хвоста 13 з регулювальним клином 14 і відомим кріпильним елементом. Далі по ходу правий вільний кінець гвинтового робочого органу 5 під'єднано до порошкового гальма 15 для створення навантаження на нього і приладів для заміру величини крутного моменту, який передає робочий орган.

Крім цього на рамі, напроти штативу 12, нанесено ноніус 16 заміру величини осьового переміщення деформації гнучкого гвинтового робочого органу 5. Крім цього на правому кінці труби 4 виконано вікно, в яке жорстко встановлено вивантажувальний

патрубок 17, до якого жорстко приєднано лоток для виходу сипкого матеріалу з гвинтового робочого органу 5 в ємкість 18. Керування стендом здійснюється з пульта керування 19.

Дослідження роботи стенда здійснюється двома способами. Перший - без сипкого матеріалу, при цьому включається електродвигун 7 і обертовий рух передається на механізм зміни режимів роботи робочого органу і на робочий орган 5. Далі на штатив 12 і порошкове гальмо 15, яким здійснюється нарощування навантаження до допустимих значень, які попередньо підраховані. При цьому встановлюють граничні значення роботи і навантаження робочого органу, а за допомогою ноніуса 16 встановлюють як змінюється його довжина і раціональні режими навантаження.

Другий варіант – з використанням сипкого матеріалу і величини завантаження гвинтового робочого органу. При цьому порошкове гальмо 15 не здійснює навантаження, а працює в режимі запису крутного моменту, який виникає при роботі робочого органу. Включають електродвигун 7 і сипкий матеріал засипаний в бункер 8 і за допомогою шибера 9 завантажують в гвинтовий робочий орган 5. Замір продуктивності здійснюють зважуванням кількості сипкого матеріалу в ємності 18 за одиницю часу. При цьому записують необхідні параметри: величину крутного моменту, кількість обертів, продуктивність, величину деформації та інше.

Об'ємний розхід Q вантажу в шнековому транспортері визначають із формули:

$$Q = (\varphi v_{oc} \Delta V) / \Delta l = \psi \varphi_k D^2 v_{oc} / 4 = \frac{\psi \varphi D^2 \omega T T'}{8(T + T')}, \quad (1)$$

де $\Delta V / \Delta l$ - об'єм матеріалу, що припадає на одиницю довжини гнучкого шнека; ψ - поправочний коефіцієнт, який враховує кількість вантажу, що захоплюється потоком і відхилення середньої швидкості потоку від розрахункової; φ - коефіцієнт заповнення конвеєра вантажем; D , T , T' - відповідно діаметр, крок шнека і крок переміщення частини сипкого матеріалу, ω - кутова швидкість спіралі.

Потужність, необхідну для транспортування вантажу в спіральній-гвинтовому конвеєрі, в першому наближенні визначають аналогічно розрахунковим залежностям для жорстких гвинтових конвеєрів

$$N = k Q \gamma_c g (H_{II} + \omega L_{II}), \quad (2)$$

де k - комплексний коефіцієнт, який враховує умови транспортування, характеристики вантажу і складність траси транспортування,

$k = 1...2,5$; γ_c - об'ємна маса насипного вантажу; H_{Π}, L_{Π} - відповідно конструктивні параметри гвинтових робочих органів.

Тут значення коефіцієнта питомих втрат за довжиною конвеєра залежно від умов транспортування визначають аналітично або користуються табличними значеннями.

Розрахунковий крутний момент на приводному валу розраховують за потужністю транспортування

$$W_z = N / \omega . \quad (3)$$

Стенд для дослідження очисних характеристик коренезбиральних машин (рис.2) [5] виконано у вигляді рами 1, на якій встановлені механізми і агрегати. Зліва по середині плити жорстко встановлено бункер 2 з електроприводом 3 і механізмом зміни швидкості обертання і переміщення робочих та подавальних органів.

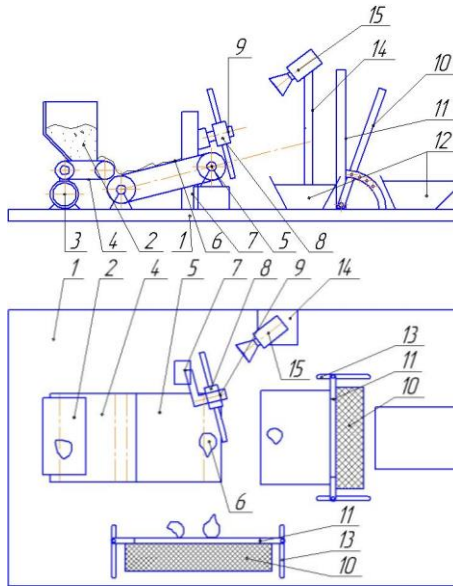


Рис. 2. Стенд для дослідження очисних характеристик коренезбиральних машин: 1-рама; 2-бункер; 3-електропривод; 4-стрічковий конвеєр; 5-основний транспортер; 6-ворох коренеплодів; 7-підставка; 8-очисний робочий орган; 9-приводний вал; 10-очисна сітка; 11-кронштейн; 12-ємність; 13-осьові пази

В якості дна бункера використовують стрічковий конвеєр 4 з виходом на основний транспортер 5, яким подають ворох коренеплодів 6 в зону очищення, яка знаходиться на кінці основного транспортера. В цій зоні встановлена підставка 7, яка жорстко закріплена до плити 1 з можливістю зміни її положення. На підставці 7 встановлено очисний робочий орган 8 на приводному валу 9 (наприклад очисну мітлу) з можливістю кругового обертання (привід на кресленні не вказано).

Навпроти робочого органу (основного транспортера 5) у взаємно перпендикулярному положенні встановлено дві очисні сітки 10 під кутом 10...30° до вертикалі, які жорстко кріпляться відомими способами до кронштейнів 11. Під очисними сітками 10 встановлено по три ємкості 12 для збирання ґрунту, коренеплодів і рослинних залишків (на кресленні показано по одній ємності). Крім цього в плиті 1 під відбійними сітками 10 виконані осьові пази 13 для регулювання місця їх розміщення.

Над зоною сепарації коренеплодів на штативі 14 встановлено кінокамеру 15 з можливістю регулювання місця її розташування на плиті 1 на штативі по висоті для заміру руху коренеплодів 6.

Робота стенда здійснюється наступним чином. Ворох коренеплодів з бункера 2 по стрічковому конвеєрі 4 подається на основний транспортер 5, в кінці якого встановлено очисний робочий орган 8 у вигляді мітли, який обертаючись спицями вдаряє коренеплоди 6, які відлітають в напрямку очисної сітки 10 і при ударі очищаються. Крім цього очищення здійснюється тоді, коли ці коренеплоди переміщуються вниз по очисній сітці. Для якісного очищення величину кута її встановлення до вертикалі можна змінювати.

У випадку зміни подавальних транспортних засобів на стенді і встановлено дві очисні сітки 10.

Для дослідження процесу роботи очисних систем, які досліджуються на стенді, використовують кінокамеру 15, а продуктивність заміряють зважуванням коренеплодів в ємностях за одиницю часу, таким же чином і заміряють кількість ґрунту і рослинних залишків. Крім цього заміряють ступінь травмування та пошкодження коренеплодів поза межами стенду.

Швидкість руху пальця залежить від швидкості обертання ротора та його радіуса R_d

$$v_d = \omega R_d, \quad (5)$$

де ω - кутова швидкість ротора с^{-1} ;

R_d - радіус ротора, мм.

Напрямок удару \vec{v}_u лежить у напрямку вектора швидкості удару, яка складається із векторної суми переносної швидкості руху агрегату \vec{v}_a та відносної швидкості обертання диска \vec{v}_d

$$\vec{v}_u = \vec{v}_a + \vec{v}_d, \quad (6)$$

де \vec{v}_a, \vec{v}_d - відповідно швидкість руху агрегату та швидкість обертання диска.

Для визначення величини та напрямку швидкості удару застосуємо теорему косинусів, звідки визначимо

$$v_u = \sqrt{v_a^2 + v_d^2 - 2v_a v_d \cos(\vec{v}_a, \vec{v}_d)}. \quad (7)$$

Напрямок результуючої швидкості (кут ψ до напрямку руху агрегату) буде дорівнювати

$$\cos \psi = \frac{v_a^2 + v_u^2 - v_d^2}{2v_a v_u}. \quad (8)$$

Час вільного польоту коренеплоду визначимо через подвійний час його підйому з початковою вертикальною швидкістю $v_{\varphi z}$:

$$t = \frac{2v_{\varphi z}}{g}. \quad (9)$$

За цей час коренеплід подолає відстань

$$S = v_{\varphi z} t. \quad (10)$$

Проекція шляху S на вісь Y (перпендикулярну напрямку руху) повинна бути не меншою за відстань від викопуваного рядка до відбивної сітки L

$$S_y = S \sin(\psi - \varphi) > L. \quad (11)$$

Довжина сітки повинна бути не меншою за величину

$$L_c = Ltg(180^\circ - \alpha). \quad (12)$$

З умови (12) потрібно визначити швидкість удару v_u , яка б забезпечила потрібний рух коренеплоду.

Висновок. Проведені дослідження створюють передумови до обґрунтування параметрів роботи стендів для дослідження характеристик транспортно-технологічних систем сільськогосподарських машин.

Література

1. Свеклоуборочные машины (Конструирование и расчет) / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянаенко, В.В. Брей и др. - К.: Техника, 1983. - 168с.

2. Босой Е.С., Верняев О.В. Смирнов И.И. и др. Теория, конструирование и расчет сельскохозяйственной техники. - М.: Машиностроение, 1978. - 567с.

3. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин (Конструювання і розрахунок). – Тернопіль: Поліграфіст, 1977. - 129с.

4. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти томах. Под ред. Левендела Э.Э. – М.: Машиностроение, 1989. - 420с.

5. Пат. 23519 Україна. Навісна коренезбиральна машина / І.Б. Гевко, В.І. Солтисюк. - Бюл. №7, 2007.

Рецензент д.т.н., проф. Б. М. Гевко

УДК 628.91

І.Б. Гевко, к.т.н., І.Г. Ткаченко, к.т.н., Г.С. Нагорняк
Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя
А.П. Драган
Бережанський агротехнічний інститут
Н.С. Влас
Європейський університет

ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

У статті запропоновано методику визначення економічної ефективності виготовлення нежорстких гвинтових заготовок деталей сільськогосподарських машин методами холодного навивання. Виведені аналітичні залежності для визначення економічного ефекту від впровадження розробок гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин.

Постановка проблеми. На сучасному етапі від машинобудівної галузі з виробництва сільськогосподарських машин вимагається розширення номенклатури машин, підвищення їх продуктивності за рахунок використання прогресивних технологій виготовлення деталей, застосування нових типів механізмів, до яких, зокрема, належать механізми з гвинтовими робочими органами, виготовленими на основі гвинтових гофрованих заготовок.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Такі механізми використовуються: в сільськогосподарських машинах для змішування сипких матеріалів; в порошковій металургії, у виробництві абразивних матеріалів, в інструментальному виробництві; в кондитерській промисловості; в теплообмінниках; в протруювачах посівного матеріалу, борботайних процесах при абразивному обробленні поверхонь; в гірничо-видобувній промисловості [1, 2, 3]. В процесі проектування окремих деталей, вузлів чи машин загалом з традиційно високими вимогами до надійності, продуктивності й інших технічних факторів усе більшого значення набувають вимоги економічного характеру: зниження собівартості виготовлення та ремонтно-відновлювальних робіт за умов розширення функціональних можливостей машини. Виконання цих вимог дозволить зменшити термін окупності машин і збільшити їх конкурентноздатність на сучасному, насиченому як вітчизняними, так і закордонними машинами, ринку товарів. Для забезпечення цих вимог важливим питанням є створення заготовок, які би служили для виробництва різних типів деталей машин.

Мета дослідження. Розробити методіку визначення економічної ефективності виготовлення нежорстких гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин методами холодного навивання та визначити економічний ефект від використання пристроїв споряджених гвинтовими робочими органами, одержаними методами навивання з одночасним профілюванням.

Результати дослідження. Гвинтова заготовка (ГЗ) є деталлю циліндричної, конічної, еліпсної чи профільної форми з гвинтовою поверхнею.

Оскільки в сучасному виробництві використовуються ГЗ з великим зовнішнім і малим внутрішнім діаметрами, то коефіцієнт нерівномірності витягування, що характеризує здатність стрічки до операцій пластичного деформування, досягає великих значень, тому виробництво таких гвинтових заготовок можливе тільки з високопластичних матеріалів.

Гвинтові робочі органи сільськогосподарських машин можна виготовляти методами штампування, навивання на оправу і прокатування.

У процесі утворення ГЗ методом штампування основним недоліком є значна витрата матеріалу при вирубванні кілець. Крім цього, якість звареної з кілець ГЗ набагато нижча, ніж суцільної гвинтової поверхні; виробництво характеризується високою

трудомісткістю і вимагає значних площ; технологія ускладнює автоматизацію процесів.

Тому більш технологічними є методи, за яких формоутворення ГЗ здійснюється зі стрічкової смуги, довжина якої забезпечує одержання хоча б однієї спіралі. Основна складність зазначених методів полягає в тому, що заготовці потрібно надати необхідну величину деформації.

Більш продуктивним є метод прокатування.

При прокатуванні стрічки між двома формувальними валками (конічної або іншої форми), які утворюють між собою клиноподібну щілину, заготовка за внутрішнім і зовнішнім діаметрами деформується по-різному, що призводить до утворення гвинтової поверхні. Застосування цього способу порівняно із штампуванням дозволяє зменшити трудомісткість в середньому на 40-50 %, а витрату матеріалів на 30-60 %.

Прокатування гвинтових стрічок можна проводити в чотиривалкових, двовалкових станах і в пристроях з консольним розміщенням валків. За температурним станом заготовок прокатування поділяють на холодне і гаряче. За умовами формоутворення розрізняють прокатування по всій ширині смуги, з недеформованою зоною, з гальмуванням по внутрішньому ребру, з радіальним обтисканням смуги в зоні формоутворення і поза нею. За розміщенням робочих валків поділяють на прокатування з паралельним розміщенням осей валків, перехресними і осями, що перетинаються. За конструктивним виконанням валків розрізняють прокатування суцільними і складеними валками. Технологічні схеми прокатування спіралей шнеків представлені в табл. 1 [4].

До недоліків методу прокатування слід віднести складність обладнання і труднощі, пов'язані з отриманням спіралей з малим внутрішнім діаметром.


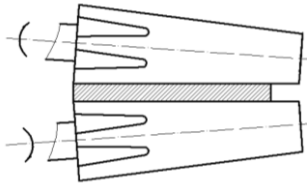
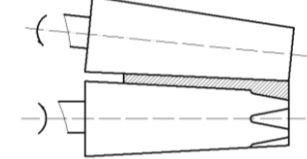
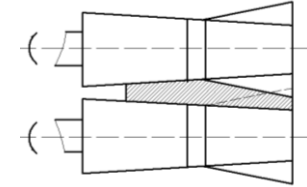
Серед методів навивання відомі такі (рис.): навивання заготовки заданого кроку на оправу; щільне навивання стрічки на оправу; навивання стрічки на оправу з безперервним її сходженням із робочої зони; профільне навивання.

Вказаними методами можна одержати гвинтові заготовки в широкому діапазоні зміни їх параметрів. Виробництво деталей з гвинтовими елементами із заготовок виготовлених навиванням більш економічним, ніж одержання їх із кільцевих штампованих заготовок за будь-яких обсягів випуску в умовах різних видів виробництв.

У зв'язку з тим, що процес згинання широких стрічок на ребро недостатньо стійкий, для їх навивання необхідно мати спеціальні

пристрої. Дослідження дискретного та неперервного щільного навивання витків із наступним їх розтягуванням показали, що вказаними методами можна отримати спіралі в широкому діапазоні зміни їх параметрів. Розрізняють такі способи навивання стрічки на оправу: дискретний (на оправу навивають гвинтову стрічку, що дорівнює довжині однієї спіралі) і неперервний (на оправу навивають спіраль, довжина якої регламентується довжиною заготовки або можливостями устаткування). Неперервний передбачає розрізання виробів на задану довжину за ходом процесу [4].

Таблиця 1. Технологічні схеми виготовлення спіралей шнеків методом холодного прокатування

№	Характеристика схеми	Схема прокатування спіралей шнеків
1	Прокатування з попереднім обтисканням за зовнішнім діаметром	
2	Прокатування з утворенням виїмок за зовнішнім діаметром	
3	Прокатування з гофроутворенням за внутрішнім діаметром	
4	Прокатування з гофроутворенням за внутрішнім діаметром	

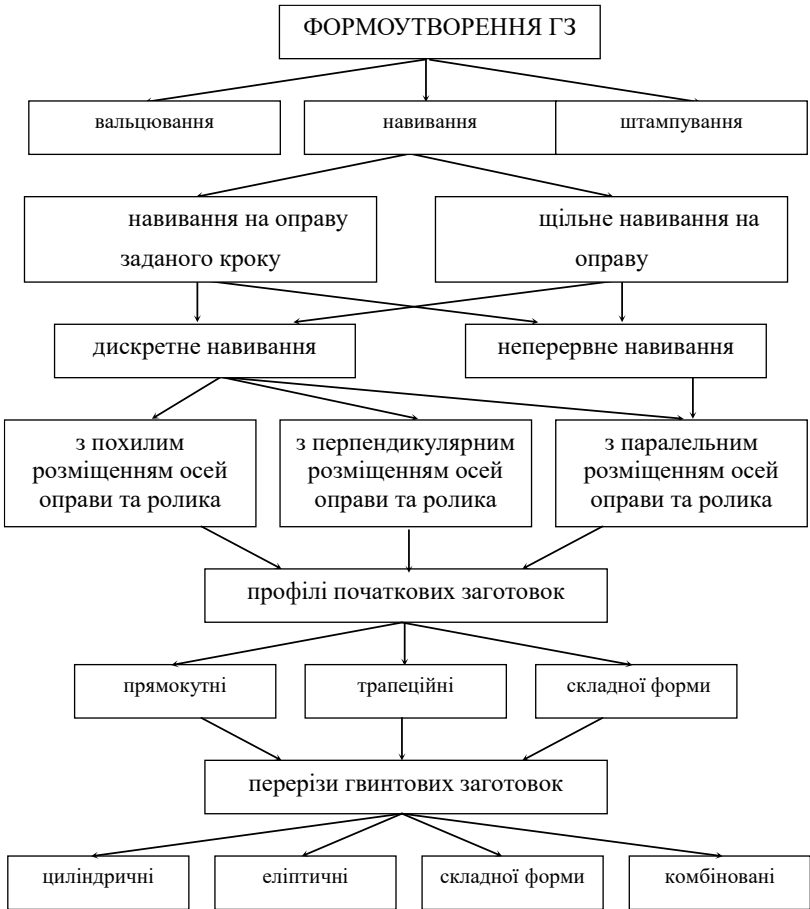


Рис. Методи навивання гвинтових заготовок на оправу

Економічний ефект від застосування технологічних процесів виготовлення нежорстких гвинтових сільськогосподарських деталей машин методами холодного навивання визначається за формулою [3]:

$$E = (C_1 - C_2)A - E_n K, \quad (1)$$

де C_1 - наявна технологічна собівартість виготовлення однієї деталі; A - річна програма випуску деталей; C_2 - технологічна собівартість виготовлення однієї деталі методом навивання на оправу;

E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності технології;
 K - грошові витрати, пов'язані із впровадженням нової технології.

Остаточне рішення про впровадження як запропонованого, так і будь-якого іншого технологічного процесу виготовлення деталей приймають на основі розрахунків економічної ефективності. Важливим показником є річний економічний ефект. Проте, відомий порядок його визначення, що базується на різниці наведених витрат, не завжди забезпечує об'єктивність результатів. Адже прогресивніші технологічні процеси вимагають збільшення поточних витрат, які компенсуються поліпшенням експлуатаційних та якісних параметрів.

Вивчення впливу різних технологічних і конструктивних параметрів на процеси навівання дозволило розробити нові конструкції окремих вузлів та пристроїв для безперервного навівання, розточування гвинтових робочих органів із необхідною точністю. У процесі дослідження зносостійкості заготовок, виготовлених за різними схемами й способами, виявлено, що експлуатаційні характеристики та характеристики міцності гвинтових деталей, одержані методами навівання значно вищі за аналогічні, виготовлені методами литва. У зв'язку з цим річний економічний ефект від впровадження навівання НГЗ на оправу можна визначити за залежністю подібною до (4)

$$E = \left[(P_1 - P_2) A - E_n (K_1 - K_2) \right], \quad (2)$$

де P_1, P_2 - прибуток на одиницю продукції відповідно до і після впровадження нового технологічного процесу виготовлення гвинтових заготовок; K_1, K_2 - питомі грошові капіталовкладення на одиницю продукції, відповідно, до і після впровадження нового технологічного процесу.

Переваги показника прибутку, який використовується в розрахунках річного економічного ефекту, полягають у тому, що він порівняно із собівартістю продукції повніше відображає економічну ефективність нових технологічних процесів виготовлення продукції.

Проте розрахунки, проведені за формулою (2) показують, наприклад, що сума економічного ефекту від впровадження технологічного процесу навівання заготовок нижча порівняно з литвом.

Тому економічний ефект у розглядуваному випадку проявляється в покращенні виробничих та експлуатаційних характеристик нежорстких гвинтових заготовок деталей сільськогосподарських машин, а відповідно пристроїв і механізмів, ними споряджених і становить частину господарського ефекту, одержаного в результаті застосування прогресивних технологій

виготовлення навтих деталей. Економічна ефективність від експлуатації гвинтових робочих органів, одержаних методами навивання, визначається за формулою [3]

$$E_p = C_1 \left(Q \frac{1/T_1 + E_n}{1/T_2 + E_n} - 1 \right) + \Delta I + \Delta K_c, \quad (3)$$

де C_1 - оптова ціна пристрою, $C_1 = 35760$ грн; Q - узагальнений показник технічного рівня нового пристрою, приймаємо $Q = 1,06$; T_1 і T_2 - строки служби відповідно базового й нового виробу, років; E_n - нормативний коефіцієнт ефективності, $E_n = 0,15$; ΔI - зміна поточних експлуатаційних видатків споживача, грн; ΔK_c - зміна відрхувань від супутніх капітальних вкладень споживача, грн.

$$\Delta I = \frac{I_1 - I_2}{1/T_2 - E_n}, \quad (4)$$

де I_1 і I_2 - річні експлуатаційні видатки споживача у разі використання ним, відповідно, базового і нового виробу.

Річні експлуатаційні видатки включають затрати трудових, матеріальних, енергетичних ресурсів, а також витрати на утримання устаткування та спорядження. Оскільки впровадження нового виробу пов'язане із зменшенням витрат на утримання пристрою, а всі інші витрати не змінюються, то $I_1 - I_2$ можна замінити $I_0 - I_n$, де I_0 і I_n - відповідно витрати на утримання базового та нового пристрою, значення яких наведено в табл. 2.

Таблиця 2. Видатки на утримання устаткування

Статті видатків	I_0 , грн	I_n , грн
Технічне обслуговування	120	120
Поточний ремонт	160	80
Капітальний ремонт	80	130
Усього:	340	230

Згідно даних таблиці $\Delta I = 257,42$ грн.

Зміна відрхувань рівна

$$\Delta K_c = \frac{E_n (K_{c1} - K_{c2})}{1/T_2 + E_n}, \quad (5)$$

де K_{c1} і K_{c2} - супутні капіталовкладення споживача, пов'язані з використанням відповідно базового й нового пристрою.

$$K_c = K - C(1 + k_{mm}), \quad (6)$$

де K - загальні капіталовкладення, грн;

Π - оптова ціна виробу, для нового робочого органу $\Pi = 39710$ грн;

k_{mm} - коефіцієнт транспортно-монтажних витрат, $k_{mm} = 0,1$.

Враховуючи, що повні капіталовкладення виробника для базового та нового виробу однакові, отримаємо:

$$K_{c1} - K_{c2} = K - 1,1\Pi_1 - K + 1,1\Pi_2 = 1,1(\Pi_2 - \Pi_1) = 1,1 \cdot 3950 = 4345 \text{ грн};$$

$$\Delta K_c = \left(\frac{0,15 \cdot 4345}{0,65} \right) = 1002 \text{ грн.}$$

Підставимо всі знайдені значення у формулу (3) і отримаємо річний економічний (експлуатаційний) ефект від використання пристроїв споряджених гвинтовими робочими органами, одержаними методами навивання з одночасним профілюванням, який становить

$$E_p = 35760 \cdot \left(1,06 \frac{1,15}{0,65} - 1 \right) + 257,42 + 1002 = 3256,2 \text{ грн.}$$

Висновки. 1. Проаналізовано технології виготовлення гвинтових гофрованих заготовок для робочих органів сільськогосподарських машин.

2. Запропоновано методику визначення економічної ефективності виготовлення гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин методами холодного навивання.

3. Визначено річний економічний ефект від використання пристроїв споряджених гвинтовими робочими органами, одержаними методами навивання з одночасним профілюванням.

Література

1. Барташев Л.В. Техничко-економические расчеты при проектировании производстве машин. - М.: Машиностроение, 1973. - 354с.

2. Шатуновський Г.М. Технологические конструкции и экономическая эффективность сельскохозяйственного машиностроения. - М.: Машгиз, 1962. - 328с.

3. Гевко Б.М. Технологические основы выбора конструктивных параметров шнеков // Изв. вузов. Машиностроение, 1982. - № 5. - С. 148 – 151.

4. Драган А.П. Технологічне забезпечення виготовлення гвинтових гофрованих заготовок. Дис... канд. тех. наук: 05.02.08. – Тернопіль, 2007.- 183с.

Рецензент д.т.н., проф. Б. М. Гевко

З.О. Гошко, к.т.н.

Львівський державний аграрний університет

С.В. Синій, к.т.н., Н.О. Толстушко

Луцький державний технічний університет

СПОСОБИ СТИМУЛЯЦІЇ НАСІННЄВИХ МАТЕРІАЛІВ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

У статті наведено результати аналізу різних способів стимуляції насіннєвих матеріалів та запропоновано комбінований спосіб.

Постановка проблеми. Високі і стабільні врожаї сільськогосподарських культур можна отримати тільки при умові використання для посіву насіння з високими посівними якістьми. Один з шляхів підвищення якості насіннєвого матеріалу – це підвищення його схожості. Адже насіння – це носій біологічних і фізико-механічних якостей рослин, тому чим вища якість насіння, тим кращий отриманий на їх основі врожай.

Важливий шлях підвищення якості насіннєвого матеріалу – це підвищити його схожість. Одними з важливих показників посівних якостей насіння, від яких багато в чому залежить величина потенційного врожаю і його якість, є схожість та зараженість шкідливими мікроорганізмами.

Досягнути цього можна:

- виведенням нових сортів;
- впливом на насіння електричних і магнітних полів;
- лазерним опроміненням;
- передпосівним обробітком хімічними препаратами;
- механічним пошкодженням оболонки насіння;
- передпосівним зволоженням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В даний час відома велика кількість різних методів захисно-стимулюючого обробітку насіння. Їх поділяють на наступні основні методи: хімічний, фізичний, біологічний, агротехнічний та комбінований [1, 2, 3]. Крім цих методів застосовують ряд заходів спрямованих на підвищення якості насіннєвого матеріалу, до них відносяться: селекційно-насіннєві, організаційно-господарські і карантинні. В раніше проведених дослідженнях не досліджувався комплексний вплив хімічного і механічного обробітку насіння на його схожість.

Метою дослідження було розглянути вплив цих заходів на підвищення схожості насіння за рахунок прискорення фотосинтезу, вологопоглинання, інтенсивності дихання, активності каталази, вмісту вітаміну С в зародку, прискорення появи сходів і розвитку рослин, покращити якість врожаю і його зберігання, підвищити стійкість рослин до хвороб.

Результати дослідження. Розглянемо основні методи підвищення схожості насіння, а також проаналізуємо можливість їх використання у великих спеціалізованих та невеликих фермерських господарствах.

Для полегшення роботи наведемо основні способи передпосівного обробітку насіннєвого матеріалу (рис.), охарактеризуємо їх і вкажемо особливості застосування.

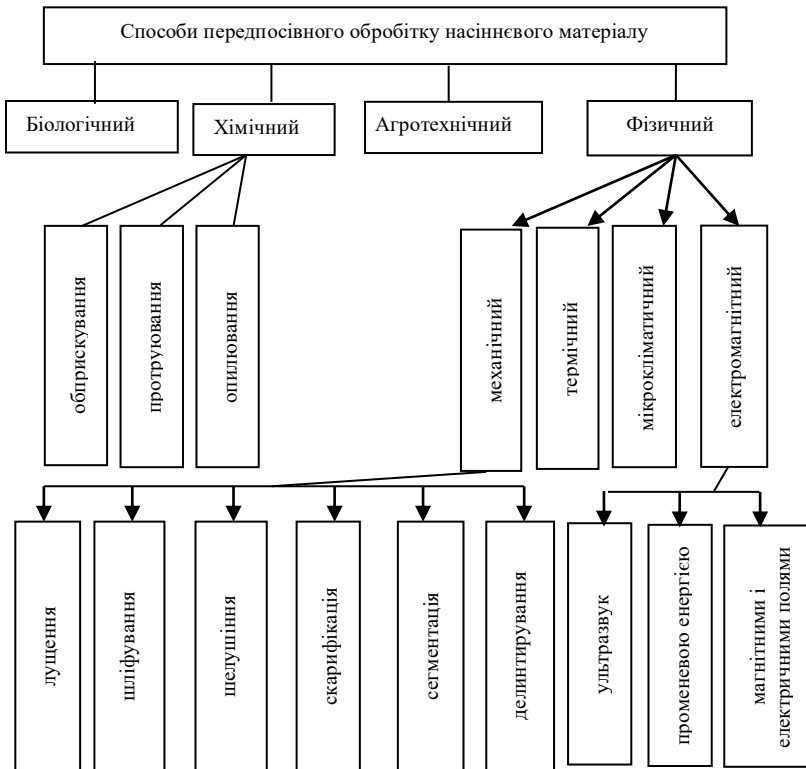


Рис. Способи передпосівного обробітку насіннєвого матеріалу

Біологічний метод є одним з реальних шляхів скорочення об'ємів використання хімічного методу, а звідси і шкоди, яку він наносить. Під біологічним методом розуміють використання живих організмів і продуктів їх життєдіяльності для запобігання або зменшення шкоди, яка спричиняється шкідливими організмами.

Для обробки насіння біометодом використовують мікробіологічні препарати, створені на основі використання антагоністів збудників захворювань і, головне, продуктів їх життєдіяльності – антибіотиків. Найважливішою властивістю антибіотиків є їх здатність затримувати і повністю пригнічувати розвиток інших організмів.

У порівнянні з пестицидами біопрепарати мають дуже високу селективну дію, тобто слабку токсичність для людей, тварин і риб, і високу активність у відношенні тільки до певних мікроорганізмів. Остання властивість дає змогу запобігти нагромадженню залишкової кількості активної речовини в продуктах і ґрунті.

Крім того, біопрепарати позитивно впливають на стимуляцію росту рослин, збільшують їх стійкість до хвороб і не мають шкідливого впливу. В цілому вони забезпечують профілактичний, лікувальний і стимулюючий ефекти.

Але не зважаючи на значні переваги біометоду, об'єм його використання незначний – набагато менший ніж хімічного.

Найважливіша перевага біопрепаратів – селективність дії, є одночасно і їх недоліком, так-як знищують тільки певний вид збудників хвороб, наприклад, бактеріальних і не діють на збудників грибків. Таким чином створюються сприятливі умови для їх розвитку і масового розповсюдження. Тому для підвищення ефективності знезараження насіння і забезпечення комплексності дії проти всіх збудників хвороб у біопрепарати рекомендується додавати пестициди, які володіють високою ефективністю і широким спектром дій.

Хімічний метод ґрунтується на використанні для боротьби з хворобами і шкідниками насіння, а також рослин, що з них виростають, хімічних препаратів-протруювачів, є найбільш поширений і ефективний серед інших.

Протруювання дозволяє: ефективно знищувати і пригнічувати шкідливі організми, що знаходяться в насінневому матеріалі; забезпечувати захист насіння і їх пагонів від зараження ґрунтовими інфекціями, плісняви і ґрунтових шкідників; стимулювати ріст і розвиток рослин; підвищувати стійкість насінневого матеріалу до негативних кліматичних факторів.

Найвищий ефект знезаражування насіння і підвищення його врожайності досягається під час захисно-стимулюючого обробітку, покриття захисною оболонкою з мікроелементів, необхідної для швидкого росту і розвитку рослин.

Агротехнічний метод полягає у використанні для посіву насіння стійкого до шкідників та хвороб, дотриманні строків і якості виконання операцій усього технологічного процесу підготовки і зберігання насіння, дотриманні оптимальних умов і режимів зберігання, введенні спеціальних сівозмін, що запобігають нагромадженню шкідливих організмів у ґрунті, встановленні оптимальних строків і норм посіву, виборі оптимальних систем обробітку ґрунту і догляду за рослинами. Цей метод простий у реалізації, не потребує суттєвих додаткових затрат і добре узгоджується з іншими методами захисту рослин.

Фізичний метод включає в себе цілу гамму способів, основними з яких є мікрокліматичний, термічний, механічний та електромагнітний, суть якого полягає у стимуляції сільськогосподарських культур за допомогою електрофізичного впливу. Найстарший з них – це мікрокліматичний. Наприклад, повітряно-тепловий обігрів, суть якого полягає в тому, що розсипане тонким шаром насіння прогривають у сонячну погоду на відкритих площадках або в опалюваних приміщеннях при температурі 30-40⁰С. Цей захід дає змогу підвищити врожайність насіння зернових культур на 2-3 ц/га. Недолік описаного способу – значна трудомісткість.

Заходи мікрокліматичної групи в основному сприяють стимуляції посівних якостей насіння і лише частково сприяють у знищенні збудників хвороботворних інфекцій.

Більш ефективним у цьому плані є заходи термічної групи, які передбачають нагрів насіння у гарячій воді. Термічний обробіток дозволяє знезаражувати насіння від поверхневих і, що саме головне, внутрішніх інфекцій. Але в зв'язку з тим, що даний метод потребує значних енергетичних, трудових та фінансових затрат, він не знайшов широкого розповсюдження.

До механічної групи відносяться наступні заходи: лущення, шліфування, шелушіння, скарифікація, сегментація, делинтирування:

1) лущення – використовують для насіння рослин, які мають тверду коробочку або оболонку, у зв'язку з тим, що для його висіву або споживання необхідно її відокремити (гречка, просо, сорго, ріпак, соняшник);

2) шліфування – характерне для насіння рослин, яке було пошкоджене в процесі обмолоту і механічного дроблення, цей захід

спрямований на покращення сипучості насіннєвого матеріалу (рис. та насіння деяких злаків);

3) шелушіння – характерне для насіння рослин, які мають тверду оболонку і її необхідно відділити або пошкодити, оскільки дана оболонка має набагато вищу твердість ніж серцевина зернівки, і відповідно, гірше пропускає вологу, а також може містити на своїй поверхні збудники хвороб і шкідників (жито, пшениця, ячмінь);

4) скарифікація – використовується для часткового пошкодження оболонки насінини з метою полегшення проникнення вологи у її внутрішні шари (скорочуються терміни проростання насіння, в основному злакових);

5) сегментація – спрямована на подрібнення коробочок багаторосткового насіння з метою отримання рівномірних сходів і зменшення затрат на їх прорідження (насіння деяких сортів кормових, столових та цукрових буряків);

6) делінтирування – застосовується для обробітку насіння, яке містить волосняний покрив з метою його знищення і покращення сипучості (морква, петрушка, пастернак та ін).

Ці заходи покращують фізико-механічні властивості насіння, необхідні для їх механізованого посіву, покращення посівних якостей і зменшують вміст поверхневих інфекцій. Завдання заходів механічної групи полягають у наступному – відділенні оболонки, частковому її пошкодженні, видаленні пилу і бруду з поверхні насінини, а також значної кількості бактерій і пліснеутворювальних грибків.

Електрофізичний спосіб полягає у впливі на біологічні об'єкти з метою підвищення їх продуктивності з врахуванням вимог охорони навколишнього середовища.

Обробіток насіння ультразвуком, променевою енергією, магнітними і електричними полями – це нові способи передпосівного обробітку насіння. В певних дозах такий вплив покращує посівні якості насіння за рахунок підсилення активності біологічних процесів, що відбуваються всередині насінини, а також прискорюють перехід з анабіозу (стан відносного спокою) у фізіологічно активний стан. Усі ці заходи стимулюють проростання насіння і подальший розвиток рослин за рахунок активізації ферментивних процесів.

Однак, більшість з цих заходів не знайшли широкого використання в практиці сільськогосподарського виробництва у зв'язку з дороговизною обладнання та складністю його використання.

Враховуючи вищесказане нами пропонується використання комбінованого способу, що передбачає комплексний обробіток насіннєвого матеріалу і складається з двох таких способів, як хімічний

і механічний, а саме: вологе протруювання і механічне пошкодження оболонки насіння (скарифікація, шелушіння).

В даній ситуації механічне пошкодження оболонки насіння це – підготовча операція до протруювання. Вона забезпечує часткове пошкодження оболонки насінини з метою полегшення проникнення вологи у внутрішні його шари, а також підвищує шорсткість поверхні, що сприяє кращому використанню і утримуванню нерозчинних частинок препарату на поверхні насіння, підвищенню ефективності використання препарату і покращенню санітарно-гігієнічних умов праці при протравлюванні зволоженням. Результати швидкості вбирання вологи зерном подані в таблиці.

Таблиця. Залежність вологості зерна від часу протравлювання і обробітку

№	Назва проби	Час змочування, хв	Вологість абсолютна, %	Вологість відносна, %
1	Зерно звичайне без обробки поверхні	-	18,17	15,37
2		15	36,36	26,66
3		30	42,89	30,00
4		45	45,17	43,87
1	Зерно шелушене в бильній машині зі сталюю камерою	-	15,02	13,06
2		15	39,84	28,49
3		30	44,41	30,75
4		45	47,49	32,20
1	Зерно шелушене в машині з абразивною декою	-	13,47	11,87
2		15	44,50	30,94
3		30	49,63	33,17
4		45	67,25	40,20

Причиною застосування вологого протруювання є те, що зволожений спосіб є наступним вдосконаленням технології протравлювання насіння. Він передбачає обробіток насіння водними суспензіями або концентрованими розчинами препаратів з нормою витрат не більше 10 л на 1т насінневого матеріалу. При цьому вологість насіння підвищується в порівнянні з початковою не більш як на 1%. Скарифікація (шелушіння) дозволяє підвищити цей показник до 4%, чого достатньо для виходу насіння з стану анабіозу. Відсутність плодової оболонки і пошкодження алейронового шару дозволяють волозі напряму проникати в ендосперму і зв'язуватись з білком, що і

відбивається на підвищеному вологовмісті протравленого зерна обробленого шелушінням.

Поглинання зерном вологи, зв'язування її біополімерами супроводжується виділенням тепла гідратації, що є причиною прискореного його проростання при попаданні в ґрунт.

Велике значення має також те, що зерно – живий організм, який знаходиться в умовах зберігання в стані анабіозу. А знищення оболонки і часткове пошкодження алейронового шару сприяє зміні надходження вологи в життєдайні клітини зародка, активізує ферментну систему зерна, і чим тривалий вплив вологи, тим більший вклад у загальне перетворення властивостей зерна (темпи і енергію росту) вносять біохімічні процеси.

Висновки. Комбінований спосіб може бути альтернативою уже існуючим, враховуючи його простоту (використання стандартних протравлювачів і скарифікаторів), відносну екологічність, незначну енергоємність, можливість застосування у невеликих фермерських господарствах.

Література

1. Гошко З.О., Крунич О.М. Обґрунтування конструктивно-технологічної схеми машини для шелушіння зерна та насіння // Вісник ЛДАУ: Агроінженерні дослідження. Вип. 3.–Львів: ЛДАУ, 1999. – С.187-190.
2. Пилюгина В.В., Регуш А.В. Электромагнитная стимуляция в растениеводстве. – М.: Колос, 1980. – 50 с.
3. Гошко З.О., Крунич О.М., Цимбалюк В.О. Вплив передпосівного обробітку насіння на його схожість // Вісник ЛДАУ: Агроінженерні дослідження. Вип. 4.–Львів: ЛДАУ, 1999. – С.147-152.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

Я.С. Гуков, д.т.н.

Національний науковий центр "ІМЕСГ"

В.М. Барановський, к.т.н.

Національний аграрний університет

МОДЕЛЮВАННЯ МАСИ НАЛИПЛОГО ҐРУНТУ НА ПОВЕРХНІ ПРОСТОРОВОГО ТІЛА

Наведено аналіз математичної моделі, яка характеризує взаємозв'язок маси налиплого ґрунту на поверхні просторового тіла коренеплодів залежно від розмірних характеристик коренеплодів і фізичного стану ґрунту.

Постановка проблеми. Подальша інтенсифікація процесу відокремлення домішок від коренеплодів, особливо при роботі коренезбиральних машин у складних умовах збирання, вимагає інтегрованого підходу до конструктивно-технологічного процесу розроблення і впровадження нових конструктивно-компонувальних схем очисних робочих органів [1].

У загальній технологічній схемі сепарації викопаного вороху, особливого значення набуває більш глибоке вирішення наукової задачі функціонального етапу відокремлення налиплого ґрунту з поверхні коренеплодів і обґрунтування параметрів відповідних конструктивних елементів очисника.

Для покращення процесу контактного зчищення налиплого ґрунту з поверхні коренеплодів нами запропонована удосконалена схема комбінованого очисника вороху коренеплодів [2]. Дослідження маси налиплого ґрунту та його товщини шару на поверхні тіла коренеплодів є проміжним етапом у загальній структурній схемі обґрунтування параметрів робочих органів очисника вороху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз останніх публікацій [3, 4] показав, що в літературі відсутні дослідження маси налиплого ґрунту на складних просторових формах поверхонь тіла коренеплодів, які є реальними для більшості сортів коренеплодів цукрових, столових, кормових буряків і моркви. Ці обставини визначили необхідність подальшого проведення даних теоретичних досліджень.

Мета дослідження. Метою даних досліджень є удосконалення методів прогнозування маси налиплого ґрунту на складних просторових формах поверхонь тіл коренеплодів.

Результати дослідження. У результаті проведеного теоретичного аналізу [5] було побудовано математичну модель, яка характеризує вірогідне прогнозування маси налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів, утворених складними геометричними поверхнями, які описуються рівняннями 2-го порядку, тобто

$$m_{cp} = 2\pi\rho_{cp} \left[\int_{\frac{H_1 R_k}{H_k}}^{\frac{H_1 R_k + \delta}{H_k}} \left(H_1 + \frac{H_k}{R_k} \delta - \frac{H_k}{R_k} \rho \right) \rho d\rho - \int_0^{\frac{H_1 R_k + \delta}{H_k}} \frac{H_k}{R_k} \delta \cdot \rho d\rho \right], \quad (1)$$

де m_{cp} - маса налиплого ґрунту, г; ρ_{cp} - питома маса ґрунту, г/см³; H_1 - глибина залягання коренеплоду в ґрунті, см; R_k - радіус головки коренеплоду, см; H_k - довжина коренеплоду від його хвостової частини до центру головки, см; δ - товщина шару налиплого ґрунту, см.

Однак, отримана залежність (1) буде справедлива тільки для випадку, коли питома маса ґрунту ρ_{cp} приймає одне конкретне значення, тобто $\rho_{cp} = const$, що не відповідає дійсності, тому що питома маса ґрунту ρ_{cp} змінюється в певних межах залежно від типу і вологості наявного шару ґрунту [6], що призводить до відповідної неоднозначності m_{cp} одних і тих же розмірно-масових параметрів коренеплодів, але різної вологості шару налиплого ґрунту.

Для встановлення впливу вологості ґрунту на масу налиплого ґрунту m_{cp} в залежність (1) введемо поправочний коефіцієнт вологості ґрунту k_w , який визначимо як відношення оптимальної вологості W_{on} до діапазону максимально можливих меж зміни вологості ґрунту $W_{\delta, макс}$, при яких коренезбиральна машина може виконувати технологічний процес викопування коренеплодів [7], тобто

$$k_w = W_{on} / W_{\delta, макс}, \quad (2)$$

де k_w - поправочний коефіцієнт вологості ґрунту; W_{on} - оптимальна вологість ґрунту, %; $W_{\delta, макс}$ - певна вологість ґрунту в заданому її діапазоні, %.

Крім того, введемо коефіцієнт $k_{H_1 L_k}$, який характеризує відношення висоти основи тіла поверхні налиплого ґрунту, яка є не що інше як глибина залягання коренеплоду в ґрунті H_1 до загальної

довжини коренеплоду L_k , тобто

$$k_{H_1 L_k} = H_1 / L_k. \quad (3)$$

Фізична суть поправочного коефіцієнта k_w і коефіцієнта відношення $k_{H_1 L_k}$ більш повно розкриті в праці [3]. Після підстановки коефіцієнтів k_w , $k_{H_1 L_k}$ із (2), (3) в формулу (1) та відповідного спрощення виразу отримаємо залежність для визначення маси налиплого ґрунту m_{ep} на поверхні тіла коренеплодів

$$m_{ep} = \frac{2\pi\rho_{ep}}{k_w} \left\{ \int_{L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1\right)^{-1}}^{L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1\right)^{-1} + \delta} \left[L_k k_{H_1 L_k} + \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1\right) \delta - \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1\right) \rho \right] \rho d\rho - \int_0^{L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1\right)^{-1} + \delta} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1\right) \delta \cdot \rho d\rho, \right. \quad (4)$$

де D_k - діаметр головки коренеплоду, см; L_k - загальна довжина коренеплоду, см.

Отримана залежність (4) є розрахунковою математичною моделлю, яка характеризує зміну маси налиплого ґрунту m_{ep} на складних просторових формах поверхонь тіл коренеплодів, в залежності від агробіологічних характеристик коренеплодів і фізичного стану ґрунту.

Для вирішення отриманої залежності (4) використовували пакет прикладних програм “Mathematica 4.1” і “Mathcad 7.0” для ПК.

Після інтегрування виразу (4) отримали залежність зміни маси налиплого ґрунту m_{ep} на складних просторових формах поверхонь тіл коренеплодів залежно від агробіологічних характеристик коренеплодів і фізичного стану ґрунту

$$m_{zp} = \frac{2\pi\rho_{zp}}{k_W} \left[\begin{array}{c} L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} + \delta \\ \left[L_k k_{H_1 L_k} + \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right) \delta \right] \frac{\rho^2}{2} \\ L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} \\ L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} + \delta \\ - \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right) \frac{\rho^3}{3} \\ L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} \\ L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} + \delta \\ - \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right) \delta \cdot \frac{\rho^2}{2} \\ 0 \end{array} \right]. \quad (5)$$

Для подальшого спрощення залежності (5) введемо позначення відповідних складових виразів, тобто

$$\left. \begin{array}{l} \eta = L_k k_{H_1 L_k}; \\ \lambda = \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right). \end{array} \right\} \quad (6)$$

Після підстановки відповідних верхніх і нижніх значень меж обчислення та (6) в залежність (5) і спрощення виразу, отримаємо

$$m_{cp} = \frac{\pi\rho_{cp}}{k_W} \left(\left[L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} + \delta \right]^2 \left[L_k k_{H_1 L_k} + \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right) \delta \right] - \right. \\ \left. - \left[L_k k_{H_1 L_k} + \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right) \delta \right] \left[L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} \right]^2 - \right. \\ \left. - \frac{2}{3} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right) \left[\left(L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} + \delta \right)^3 - \left(L_k k_{H_1 L_k} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} \right)^3 \right] \right), \quad (7)$$

або

$$m_{cp} = \frac{\pi\rho_{cp}}{k_W} \left(\left(\eta \frac{1}{\lambda} + \delta \right)^2 (\eta + \lambda\delta) - (\eta + \lambda\delta) \left(\eta \frac{1}{\lambda} \right)^2 - \right. \\ \left. - \frac{2}{3} \lambda \left[\left(\eta \frac{1}{\lambda} + \delta \right)^3 - \left(\eta \frac{1}{\lambda} \right)^3 \right] - \lambda\delta \left(\eta \frac{1}{\lambda} + \delta \right)^2 \right). \quad (8)$$

Після спрощення виразу (8) отримаємо

$$m_{cp} = \frac{\pi\rho_{cp}}{k_W} \left(2\frac{\eta^2}{\lambda} - 3\frac{\eta^2}{\lambda}\delta - \eta\delta^2 - \frac{2}{3}\lambda\delta^3 \right). \quad (9)$$

Таким чином, після підстановки (6) в (9) кінцева залежність маси налиплого ґрунту m_{cp} на поверхні тіла коренеплоду має вигляд

$$m_{cp} = \frac{\pi\rho_{cp}}{k_W} \left(2L_k^2 k_{H_1 L_k}^2 \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} - 3L_k^2 k_{H_1 L_k}^2 \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right)^{-1} \delta - \right. \\ \left. L_k k_{H_1 L_k} \delta^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{2L_k}{D_k} - 1 \right) \delta^3 \right). \quad (10)$$

На рис. 1 наведено характер зміни прогнозування ймовірної маси налиплого ґрунту m_{cp} на поверхні тіла коренеплодів і їх двовірні перерізи в початковий момент їх викопування залежно від розмірних характеристик коренеплодів і фізичного стану ґрунту при $D_k = 15,0$ см; $L_k = 20,0$ см; $\rho_{cp} = 1,5$ г/см³, які побудовані за допомогою пакету прикладних програм Mathcad 2000 згідно залежності (10), тобто $m_{cp} = f(k_{H_1 L_k}, \delta)$ (рис. 1, а), $m_{cp} = f(k_{H_1 L_k}, k_W)$ (рис. 1, б), $m_{cp} = f(L_k D_k)$ (рис. 1, в), при цьому оптимуми наведених функції

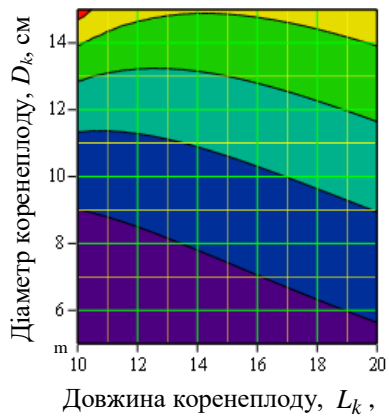
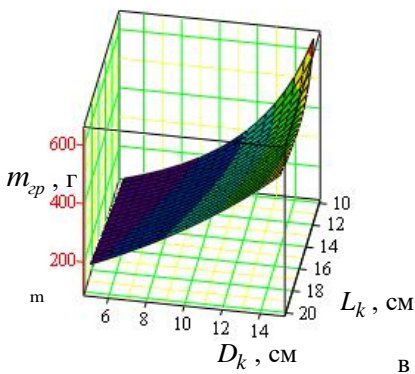
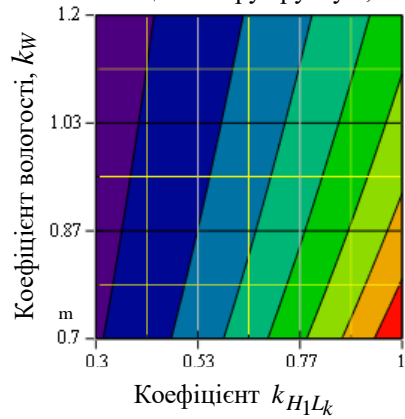
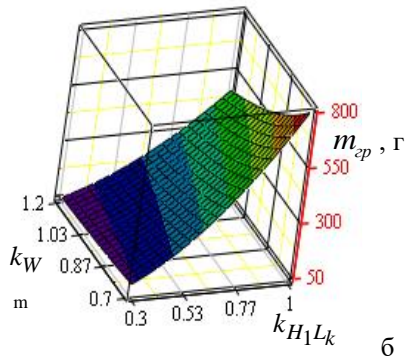
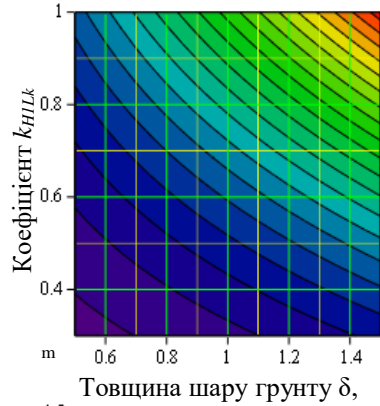
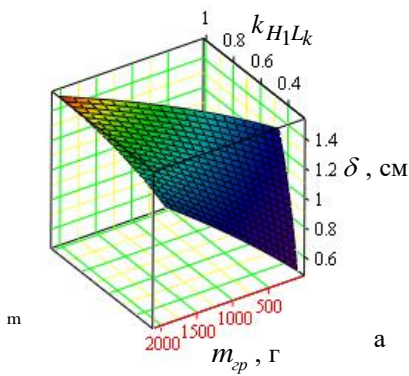


Рис. 1. Характер зміни прогнозування імовірної маси налиплого ґрунту m_{cp} на поверхні тіла коренеплоду

досягаються при $k_{H_1L_k} \rightarrow \max$, $k_w \rightarrow \min$, тобто відповідно при $k_{H_1L_k} = 1$ і $k_w = 0,7$ ($W_{ep} = 27\%$) та обмежених значеннях інших складових залежності (10).

На рис. 2, 3, 4 наведено, відповідно, залежності зміни маси налиплого ґрунту m_{ep} на поверхні тіла коренеплідів від коефіцієнта відношення $k_{H_1L_k}$ ($k_w = 0,9$; $\delta = 0,5$ см), товщини шару налиплого ґрунту δ ($k_{H_1L_k} = 0,5$, $k_w = 0,9$) та коефіцієнта вологості ґрунту k_w ($k_{H_1L_k} = 0,5$; $\delta = 0,5$ см) при $\rho_{ep} = 1,3$ г/см³.

Аналіз залежностей (рис. 1) показує, що із збільшенням коефіцієнта відношення $k_{H_1L_k}$ (глибини залягання коренеплідів у ґрунті H_1) та товщини шару налиплого ґрунту δ , прогнозована ймовірна маса налиплого ґрунту m_{ep} зростає (рис. 1, а, б), причому зміна залежності $m_{ep} = f(k_{H_1L_k})$ має характер раціональної функції другого порядку, а зміна залежності $m_{ep} = f(\delta)$ відбувається за кубічною функцією.

Інтенсивність прогнозування значного приросту маси m_{ep} настає при значеннях $k_{H_1L_k} > 0,5$; $\delta > 0,5$ см і прогнозовано буде становити $m_{ep,max} \approx 2,0$ кг при максимальному значенні $k_{H_1L_k} = 1$ і $\delta = 1,5$ см, що характерно для коренеплідів цукрових буряків, які повністю залягають у ґрунті на довжину L_k .

Даний висновок підтверджується також аналізом залежностей, які наведені на рис. 2 та 3.

Відповідно, при збільшенні числового значення коефіцієнта вологості ґрунту k_w або відповідного зменшення вологості ґрунту W_{ep} , прогнозована ймовірна маса налиплого ґрунту m_{ep} зменшується (рис. 2, б) за зворотно-пропорційною функцією, причому інтенсивність прогнозованого її зменшення настає при значеннях $k_w > 0,8$, що відповідає вологості ґрунту 21% і прогнозовано буде становити $m_{ep,max} \approx 0,8$ кг при максимальному значенні $k_{H_1L_k} = 1$ і $k_w = 0,7$ ($W_{ep} = 27\%$), що характерно для залежностей, які наведені на рис. 4. Нижнє значення критерію k_w математичного формулювання оптимальності максимуму функції обмежене функціональною можливістю виконання технологічного процесу роботи КМ згідно вихідних вимог [7, 8].

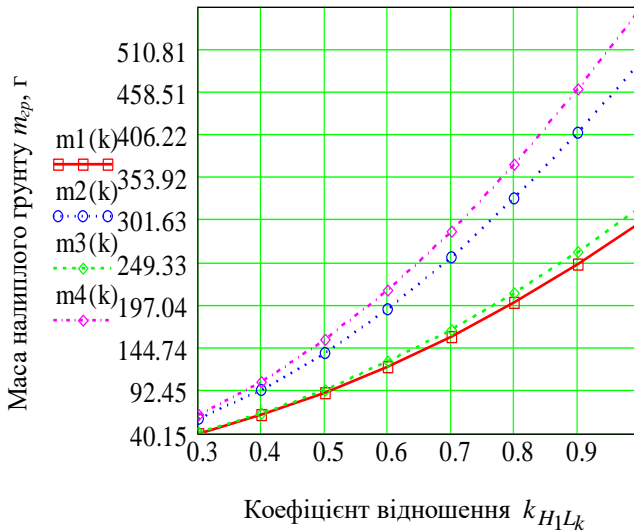


Рис. 2. Залежності маси налиплого ґрунту m_{ep} на поверхні тіла коренеплодів від коефіцієнта відношення $k_{H_1L_k}$ при $k_W = 1$, $\delta = 0,5$ см: m1(k), m2(k) - при $L_k = 20$ см; m3(k), m4(k) - при $L_k = 15$ см, відповідно, для $D_k = 10$ і 15 (см)

Для середніх значень розмірних характеристик коренеплодів кормових буряків - загальної довжини $L_k = 20$ см, діаметра $D_k = 15$ см, прогнозоване максимальне значення маси налиплого ґрунту буде становити $m_{ep,max} \approx 0,6$ кг при $k_{H_1L_k} = 0,5$; $\delta = 0,5$ см і $k_W = 1$ (оптимальної вологості ґрунту $W_{ep} = 19\%$).

Аналіз наведених залежностей (рис. 2) показує, що із збільшенням коефіцієнта відношення $k_{H_1L_k}$ маса налиплого ґрунту m_{ep} на поверхні тіла коренеплодів збільшується за параболічною залежністю, але стрімке зростання m_{ep} спостерігається при значенні $k_{H_1L_k} \geq 0,6$ для всіх груп коренеплодів, тобто коли глибина залягання коренеплодів H_1 більша за половину їх загальної довжини L_k .

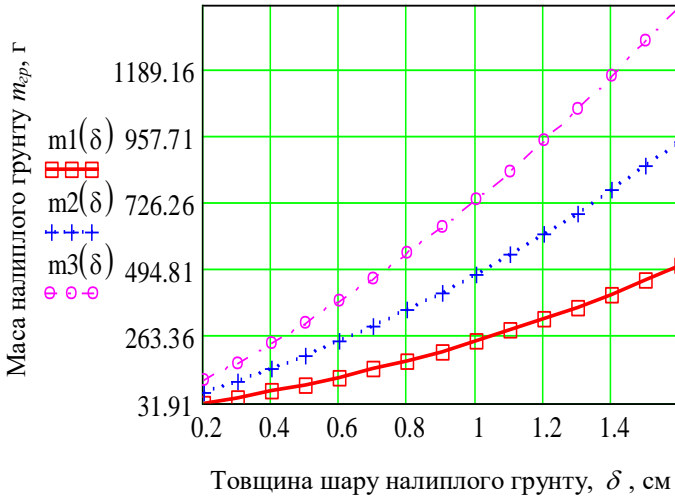


Рис. 3. Залежність маси налиплого ґрунту m_{sp} на поверхні тіла коренеплодів від товщини шару налиплого ґрунту δ при $k_W = 1$: $m_1(\delta)$, $m_2(\delta)$, $m_3(\delta)$ - відповідно при $k_{H_1L_k} = 0,3$; $0,5$ і $0,7$ для $D_k = 15,0$ см, $L_k = 20,0$ см

При збільшенні коефіцієнта вологості k_w (рис. 4), або відповідного зменшення вологості ґрунту, маса налиплого ґрунту m_{sp} також зменшується, тому що при цьому зменшується питома маса ґрунту ρ_{sp} . Зміна m_{sp} носить гіперболічний характер, значення маси налиплого ґрунту при оптимальній вологості ґрунту 19 % для відповідних груп коренеплодів знаходяться в межах 80...150 г.

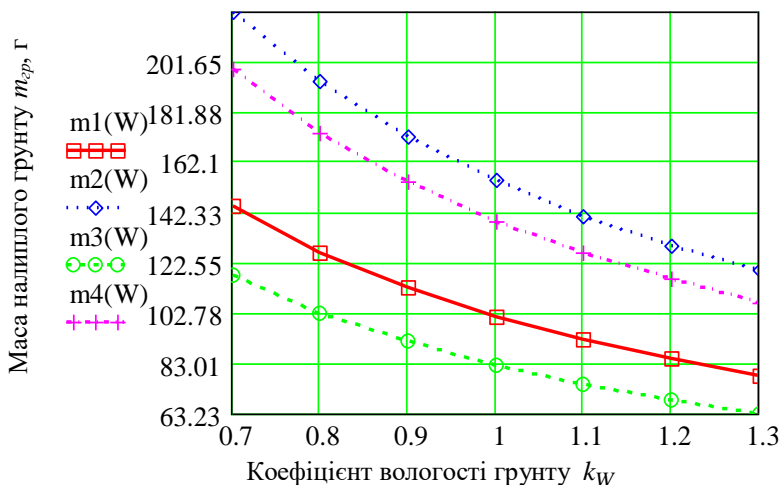


Рис. 4. Залежності маси налиплого ґрунту $m_{\text{спр}}$ на поверхні тіла коренеплідів від коефіцієнта вологості ґрунту k_W при $\delta = 0,5$ см, $k_{H_1 L_k} = 0,5$; $m1(W)$, $m2(W)$ при $L_k = 20$ см, $m3(W)$, $m4(W)$ при $L_k = 15$ см, відповідно, для $D_k = 10$ і 15 (см)

Висновки. На основі проведеного теоретичного аналізу вірогідного прогнозування маси налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплідів і подальших досліджень товщини шару та силових взаємозв'язків налиплого ґрунту можна оптимізувати конструктивно-кінематичні параметри процесу і робочих органів для відокремлення налиплого ґрунту з поверхні тіла коренеплідів.

Література

1. Барановський В.М., Паньків М.Р. Конструктивно-технологічні принципи адаптованого застосування коренезбиральних машин // 36. наук. праць 1-ої міжн. наук.-практ. конф. "Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин". – Тернопіль: ТДТУ, 2004. - С. 192-198.
2. Барановський В.М., Онищенко В.Б., Соломка В.О., Кропивко С.В., Вигovskyй А.Ю. Напрямки вдосконалення сепаруючих робочих органів коренезбиральних машин. 36. наук. праць НАУ „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том XII. - Київ: НАУ, 2002. - С. 31-42.

3. Барановський В.М., Войтюк Д.Г., Кропивко С.В., Виговський А.Ю. Прогнозування кількості ґрунту на поверхні тіла коренеплоду“ // MOTRO'L 03”, IV Міжн. наук.-техн. конф. Т.6. - Люблін-Київ: НАУ, 2003. - С. 164-172.

4. Барановський В.М., Войтюк Д.Г., Виговський А.Ю. Аналітичні дослідження маси налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів // Всеукраїнський наук.-техн. журнал “Вібрації в техніці та технологіях”. - 2004. - № 3. - С. 9-12.

5. Барановський В.М. Математична модель маси налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів // Науковий вісник НАУ. 36. наук. праць. Вип. 95. Частина 2. – К.: НАУ, 2006. – С. 203-211.

6. Булгаков В.М., Лінник М.К., Гурченко О.П. Розрахунок основних параметрів технологічного процесу збирання буряків // 36. наук. праць Національного аграрного університету „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том VI. „Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин”. - Київ: НАУ, 1999. - С. 220.

7. КД 46.16.01.005–93. “Випробування сільськогосподарської техніки. Основні положення”. - К.: Держстандарт України, 1993. - 34 с.

8. ДСТУ 2258-93. Машини бурякозбиральні. - К.: Держстандарт України, 1993. - 18 с.

УДК 621.87

Д.В. Дмитрів, к.т.н., І.Б. Гевко, к.т.н., В.Б. Левенець
Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя

НАДІЙНІСТЬ РОБОТИ ШНЕКОВО-ГВИНТОВИХ ЗМІШУВАЧІВ

Наведено методика розрахунку ймовірності безвідмовної роботи гвинтового шнеково-лопатевого змішувача. Виведено аналітичні залежності для розрахунку на міцність лопаті змішувача при транспортуванні та змішуванні сипких матеріалів.

Постановка проблеми. В сучасному сільськогосподарському машинобудуванні значне місце займають транспортно-технологічні системи, в яких основними робочими органами є шнекові механізми. При цьому високі вимоги ставляться до надійності та довговічності роботи даних механізмів поряд із забезпеченням високих техніко-економічних показників та низьких витрат на експлуатацію та ремонт сільськогосподарської машини. Тому питання визначення ймовірності

відмов і підвищення надійності роботи даних механізмів є актуальним питанням в машинобудуванні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням надійної роботи шнекових гвинтових змішувачів присвячено ряд робіт [1, 2, 3], однак цілий ряд питань не вирішені.

Мета дослідження. Метою роботи є розробка методики визначення міцності лопатки гвинтового змішувача для визначення ймовірності його безвідмовної роботи.

Результати дослідження. Для визначення ймовірності безвідмовної роботи змішувача необхідно експериментально дослідити зміну обертового моменту в процесі змішування. Вважаємо, що розподіл навантаження на лопаті буде нормальним. Середнє значення найбільшого навантаження слід шукати як відношення суми максимумів за діаграмою навантаження і кількості лопатей

$$\bar{T}_{max} = \frac{\sum_{i=1}^k T_{imax}}{kn}, \quad (1)$$

де n – кількість лопатей, що одночасно взаємодіють із змішуваним матеріалом; k – кількість максимумів на ділянці осцилограми.

У випадку коли змішувач має гвинтову транспортуючу ділянку, то від знайденого значення слід відняти значення моменту на транспортування:

$$\bar{T}_{max} = \frac{\sum_{i=1}^k T_{imax}}{kn} - T_{mp}. \quad (2)$$

Найбільше навантаження на одну лопать (T_{max1}^{max}) визначається за максимальним інтегральним піковим навантаженням із умови, що такий приріст дає одна лопать (із долею ε_M):

$$T_{max1}^{max} = \left(T_{max}^{max} - \bar{T}_{max}^o + \bar{T}_{max} \right) \varepsilon_M = \left(T_{max}^{max} - \frac{\sum_{i=1}^k T_{imax}}{k} + \frac{\sum_{i=1}^k T_{imax}}{kn} \right) \varepsilon_T, \quad (3)$$

де \bar{T}_{max}^o - середній рівень максимальних навантажень за діаграмою; ε_T – доля додаткового приросту навантаження, що припадає на одну лопать, $\varepsilon_T \approx 1$;

Із врахуванням нормального розподілу навантажень середнє квадратичне відхилення становитиме:

$$S_T = \frac{1}{3} \left(T_{max}^{max} - \frac{\sum_{i=1}^k T_{imax}}{k} \right). \quad (4)$$

Відповідно коефіцієнт варіації становитиме:

$$\delta_T = \frac{S_M}{T_{max}} = \frac{n \left(k T_{max}^{max} - \sum_{i=1}^k T_{imax} \right)}{3 \sum_{i=1}^k T_{max}}. \quad (5)$$

При постійних геометричних параметрах січення спіралі коефіцієнт варіації буде однаковим для розподілів навантаження моменту, потужності та напружень ($\delta_M = \delta_\sigma$). Отже, приймаючи теоретично визначені напруження за середні $\bar{\sigma} = \sigma$, середнє квадратичне їх відхилення визначимо залежністю:

$$S_\sigma = \bar{\sigma} \delta_T. \quad (6)$$

Згідно нормативних даних на матеріал Сталь 3 вибираємо середнє значення верхньої границі напружень $\bar{\sigma}_\sigma$ та середнє квадратичне значення їх відхилень S_{σ_σ} . Тоді математичне очікування резерву міцності та його середнє квадратичне відхилення визначатиметься залежностями:

$$\bar{r} = \bar{\sigma} - \bar{\sigma}_\sigma, \quad (7)$$

$$S_r = \sqrt{S_\sigma^2 + S_{\sigma_\sigma}^2} = \sqrt{\sigma^2 \delta_T^2 + S_{\sigma_\sigma}^2}. \quad (8)$$

Відповідно імовірність безвідмовної роботи лопаті буде визначатися за формулою:

$$P_n = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma^2} \int_0^\infty e^{-\frac{(r-\bar{r})^2}{2\sigma_r^2}} dr = \frac{\int_0^\infty e^{-\frac{(r-\sigma+\sigma_\sigma)^2}{2(\sigma\delta_M - S_{\sigma_\sigma}^2)}} dr}{\sqrt{2\pi[(\sigma\delta_M)^2 - S_{\sigma_\sigma}^2]}}, \quad (9)$$

де σ - розрахункові напруження, що визначаються за формулою:

$$\sigma = \frac{\beta P_y (0,4D - R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B + h)^2}}, \quad (10)$$

де β - коефіцієнт, що для вказаних умов не перевищує 1,02; δ_M - коефіцієнт варіації навантажень; σ_v та S_{σ_v} - тимчасове напруження та його середнє квадратичне відхилення.

Гвинтова лопать сприймає розподілені навантаження при змішуванні, які в основному зосереджуються по круговому периметру лопаті із діаметром D . Лопать виконана у вигляді вирізаного гвинтового сектора з кутом $\varphi = 2\theta$ і її висота по осі становить H . При навантаженні лопаті згин проходить по лінії, розміщеній в площині, дотичній до циліндричної основи вала.

Рівняння кривої, по якій проходить згинання лопаті, шукаємо як перетин цієї площини із гвинтовою поверхнею шнека. Рівняння гвинтової поверхні у параметричному вигляді матиме вигляд:

$$x = u \cos v, \quad y = u \sin v, \quad z = \frac{Tv}{2\pi}, \quad (11)$$

де u та v - лінійний та кутовий незалежні параметри поверхні; T - крок гвинтової лінії.

Рівняння площини, дотичної до циліндричної основи вала, згідно рис. 1, приймаємо:

$$x = R_n,$$

де R_n - віддаль площини від осі шнеку, яку приймаємо $R_n = R$.

Відповідно рівняння кривої, утвореної перетином площини і гвинтової поверхні, матиме вигляд:

$$y = R \operatorname{tg} \frac{2\pi z}{T}. \quad (12)$$

Для гвинтового сектора рівного 2θ , кутова координата v змінюється від $-\theta$ до θ , і в крайніх точках кривої параметри u , z , y приймають такі значення: $u = R/\cos \theta$; $z = \pm T\theta/(2\pi)$; $y = R \operatorname{tg} \theta$.

Максимально можливі значення, які можуть приймати ці параметри при заданій ширині стрічки B , це:

$$\theta_{max} = \arctg \frac{\sqrt{2BR + B^2}}{R}, \quad z_{max} = \frac{T}{2\pi} \arctg \sqrt{\frac{2BR + B^2}{R^2}},$$

$$y_{max} = \sqrt{2BR + B^2}.$$

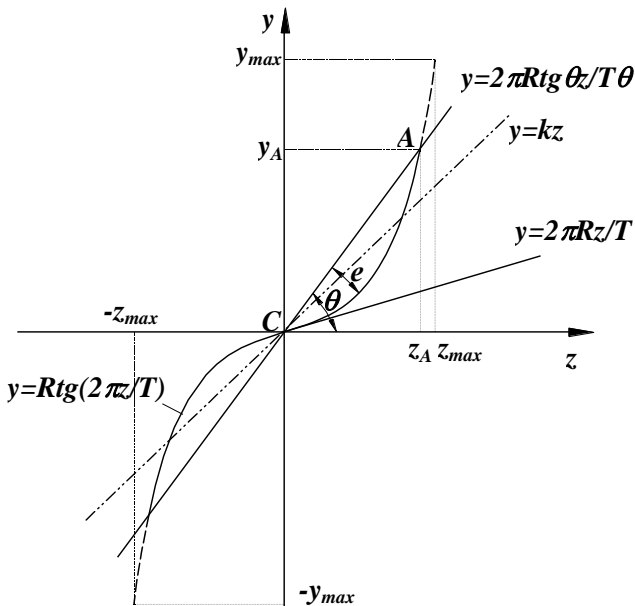


Рис. 1. Графік для визначення параметрів профілю лопаті

Отже, центральна C та крайні A точки лежать на одній прямій, рівняння якої матиме вигляд:

$$y = \frac{2\pi R \operatorname{tg} \theta}{T \theta} \cdot z. \quad (13)$$

У центральній точці $C(0;0)$ дотична до лінії (13) матиме вигляд:

$$y = y'(z=0)z = \frac{2\pi R z}{T \cos^2 \frac{2\pi z_0}{T}} = \frac{2\pi R}{T} \cdot z. \quad (14)$$

У процесі згинання профілю по лінії, що описується залежністю (12), вісь згинання буде лежати між прямими (13) та (14) і описуватись залежністю:

$$y = kz,$$

де k - коефіцієнт, причому $\frac{2\pi R}{T} < k < \frac{2\pi R \operatorname{tg} \theta}{T \theta}$.

Кут $\Delta\varphi$ між прямими (13) та (14) є незначний.

Для випадку, коли гвинтова лопать обмежується не

центральним кутом θ , а виконана у вигляді частини кутового сектора, центр якого зміщений відносно центру самої гвинтової спіралі на величину Δ (рис. 2), рівняння, що обмежує край лопаті, буде описуватись залежністю:

$$y = \pm(x + \Delta)tg \zeta .$$

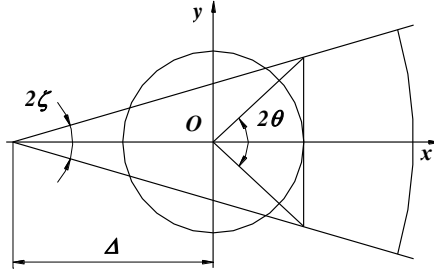


Рис. 2 . Схема для визначення кута θ

Тоді в крайніх точках перетину дотичної площини $x=R$ та гвинтової поверхні координата y визначатиметься за формулою:

$$y = \pm(R + \Delta)tg \zeta .$$

Зведений центральний кут θ крайньої точки буде визначатись із умови:

$$tg \theta = \left(\frac{R + \Delta}{R} \right) tg \zeta .$$

Звідси

$$\theta = arctg \left[\left(1 + \frac{\Delta}{R} \right) tg \zeta \right] .$$

За зведеним кутом θ параметри січення визначаються аналогічно попередньому випадку.

Центральний кут біжучої точки передньої кромки радіусом ρ визначатиметься:

$$\theta_{\rho} = arctg \left[\left(1 + \frac{\Delta}{\rho} \right) tg \zeta \right] .$$

Для визначення максимального відхилення кривої (12) від прямої (13), прирівнюємо до нуля похідну їх різниці

$$\frac{d \left(Rtg \frac{2\pi z}{T} - \frac{2\pi Rtg \theta}{T\theta} \right) z}{dz} = \frac{2\pi R}{T \cos^2(2\pi z/T)} - \frac{2\pi Rtg \theta}{T\theta} = 0 . \quad (15)$$

З формули (15) випливає, що $\cos^2 \frac{2\pi z}{T} = \frac{\theta}{\operatorname{tg} \theta}$, а координати точки максимального відхилення від прямої будуть наступні:

$$z_{\max} = \frac{\arccos \sqrt{\theta/\operatorname{tg} \theta}}{2\pi}; \quad y_{\max} = R \operatorname{tg} \left(\arccos \sqrt{\frac{\theta}{\operatorname{tg} \theta}} \right).$$

Для визначення величини максимального відхилення e представимо рівняння (12) у нормальному вигляді:

$$\frac{T}{\sqrt{T^2 + \frac{4\pi^2 R^2 \operatorname{tg}^2 \theta}{\theta^2}}} y - \frac{(2\pi R \operatorname{tg} \theta / \theta) z}{\sqrt{T^2 + \frac{4\pi^2 R^2 \operatorname{tg}^2 \theta}{\theta^2}}} = 0.$$

Тоді, відхилення e рівне:

$$e = \frac{T y_{\max} - \frac{2\pi R \operatorname{tg} \theta}{\theta}}{\sqrt{T^2 + \frac{4\pi^2 R^2 \operatorname{tg}^2 \theta}{\theta^2}}}. \quad (16)$$

Для гвинтових поверхонь $T < 0,8D$ це значення ще менше.

Отже, прогин гвинтової поверхні буде проходити по лінії (12), що має незначне викривлення з максимальним відхиленням від прямої (13), що рівне (14).

Ширина поверхні згину b на гвинтовому секторі рівному 2θ визначатиметься за формулою:

$$b = 2\sqrt{R^2 \operatorname{tg}^2 \theta + \frac{T^2 \theta^2}{4\pi^2}}.$$

При згині жорсткого профілю, форма якого не змінюється, головні осі інерції профілю із осями Oy та Oz повернуті на кут.

Для гвинтових лопатей із кутом $\theta > \theta_{\max}$, максимальна ширина поверхні згину становитиме:

$$b = 2\sqrt{2BR + B^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \operatorname{arctg}^2 \sqrt{\frac{2BR + B^2}{R^2}}}.$$

Враховуючи значну складність обчислення моменту інерції вказаного січення і визначення розміщення головних осей, а також депланацию профілю від її згину (випрямлення профілю), в результаті проведеного аналізу встановлено, що момент інерції січення відносно осі згину, з достатньою для практичних цілей точністю, можна визначити за залежністю:

$$I_{z1} = \frac{bt^3}{12} \left(1 + k_e \frac{e^2}{t^2} \right) = \frac{k_i bt^3}{12},$$

де t – товщина лопаті; $k_e = 1,5 \dots 2,5$ та $k_i = 1,05 \dots 1,1$ - коефіцієнти впливу форми на момент інерції січення.

Момент опору січення визначатиметься за формулою:

$$W_{z1} = k_w \frac{bt^2}{6},$$

де $k_w = 1,02 \dots 1,05$ - коефіцієнти впливу форми на момент опору січення.

Максимальне напруження згину визначатиметься за формулою:

$$\sigma = \frac{M_{z1}}{W_{z1}},$$

де M_{z1} - момент згину відносно осі Oz_1 .

Момент згину відносно Oz_1 визначається за залежністю

$$M_{zy} = P_{y1} (R_p - R),$$

де R_p – плече прикладання рівнодії навантажень; P_{y1} – зусилля згину.

$$P_{y1} = P_z \cos \theta_k + P_\tau \sin \theta_k = (P_z k + P_\tau) / \sqrt{k^2 + 1},$$

де θ_k – кут нахилу лінії згину, $\theta_k = \arctg k$.

Осьове P'_z і тангенціальне зусилля P'_τ визначаються через обертовий момент M'_z , розрахункове значення якого обумовлює потужність транспортування, що розподіляється на n лопатей:

$$P'_\tau = \frac{2M'_z}{D_p}; \quad P'_z = \frac{2M'_z}{D_p \operatorname{tg}(\theta + \varphi_T)} = \frac{2M_z (\pi D_p - \mu T)}{D_p (T + \mu \pi D_p)},$$

де D_p – розрахунковий діаметр прикладання розподіленого навантаження; μ - коефіцієнт тертя.

$$\varphi_T = \arctg \mu.$$

Зусилля згину шукаємо за формулою:

$$P_{y1} = \frac{2N}{\omega n D_p (\sqrt{k^2 + 1})} \left[\frac{k (\pi D_p - \mu T)}{T + \mu \pi D_p} + 1 \right], \quad (17)$$

де N – потужність на приводі; ω - кутова швидкість обертання; n – кількість лопатей.

Центр прикладання рівнодійної, розміщеної по дузі кутом θ і діаметром D_p матиме вигляд:

$$R_p = D_p \sin \frac{\theta}{2} \cdot \frac{180^\circ}{\pi \theta}.$$

Отже, максимальне розрахункове напруження згину визначатиметься за формулою:

$$\sigma = \frac{6N(0,4D - R) \left[(k + \mu)\pi D_p + T(1 - \mu k) \right]}{k_w t^2 \sqrt{R_n^2 + \frac{T^2}{64} \omega n \sqrt{k^2 + 1D}(T + \mu \pi D)}}.$$

Для коротких лопатей при розрахунку спіралей на міцність, необхідно враховувати напруження зрізу τ , що виникають при дії поперечної сили P

$$\tau = \frac{P}{\Omega}, \quad (18)$$

де Ω - мінімальна площа перетину гвинтової лопаті, при постійній товщині лопаті t , $\Omega = tb_{min}$.

Мінімальна довжина лінії перетину залежить від форми лопаті. Розглянемо загальний випадок розміщення лопаті, виконаної у вигляді сектора гвинтової стрічки, центр якого не співпадає з центром гвинтової стрічки. Виберемо циліндричну систему координат $O\rho\varphi$, центр якої співпадає із центром виділеного сектора (рис. 3).

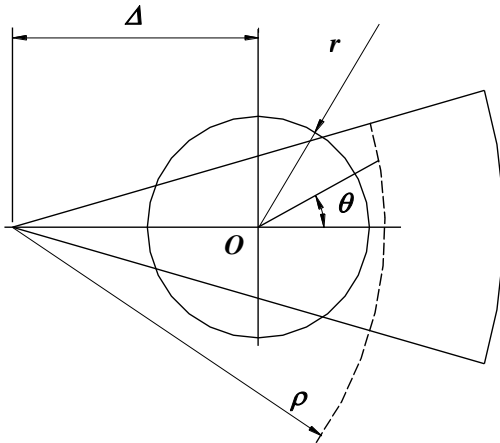


Рис. 3. Схема для визначення параметрів змішувальних елементів

Диференціал дуги лінії на поверхні гвинтової лопаті визначатиметься за формулою:

$$\begin{aligned}
 dl &= \sqrt{d\rho^2 + dz^2 + \rho^2 d\varphi^2} = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{dz}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)^2} d\varphi = \\
 &= \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{dz}{dv} \cdot \frac{dv}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)^2}.
 \end{aligned}$$

Для гвинтової поверхні згідно (11):

$$\frac{dz}{dv} = \frac{T}{2\pi}.$$

Кутовий параметр φ із кутовим параметром v гвинтової поверхні, визначаємо із умови рівності координати у довільній точці

$$y = \rho \sin \varphi = (\rho \cos \varphi - \Delta) \operatorname{tg} v.$$

Звідки:

$$\operatorname{tg} v = \frac{\rho \sin \varphi}{\rho \cos \varphi - \Delta}.$$

Диференціюванням по v отримаємо:

$$\frac{1}{\cos^2 v} \cdot \frac{dv}{d\varphi} = \left(\frac{\rho \sin \varphi}{\rho \cos \varphi - \Delta} \right)' = \frac{\rho^2 - \Delta(\rho' \sin \varphi + \rho \cos \varphi)}{(\rho \cos \varphi - \Delta)^2}.$$

$$\cos^2 v = \frac{1}{\operatorname{tg}^2 v + 1} = \frac{(\rho \cos \varphi - \Delta)^2}{\rho^2 + \Delta^2 - 2\Delta\rho \cos \varphi}.$$

Відповідно

$$\frac{dv}{d\varphi} = \frac{\rho^2 - \Delta(\rho' \sin \varphi + \rho \cos \varphi)}{\rho^2 - \Delta(2\rho \cos \varphi - \Delta)}.$$

Відповідно довжина лінії перетину матиме вигляд:

$$l = \int_{-\zeta}^{\zeta} \sqrt{\rho^2 + \frac{T^2 (\rho^2 - \Delta\rho' \sin \varphi - \Delta\rho \cos \varphi)}{2\pi^2 (\rho^2 - 2\Delta\rho \cos \varphi + \Delta^2)} + (\rho')^2} d\varphi.$$

Вид функції $\rho = \rho(\varphi)$, що мінімізує функцію довжини, шукаємо з використанням методів варіаційного числення.

У даному випадку задача зводиться до пошуку екстремуму функціоналу:

$$V(\rho(\varphi)) = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F(\varphi, \rho, \rho') d\varphi,$$

де $F = \sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}} + \rho'^2_{\varphi}$ - підінтегральна функція.

Функція $\rho = \rho(\varphi)$ буде надавати функціоналу $V(\rho(\varphi))$ екстремуму тоді, коли вона задовільняє рівняння Ейлера:

$$F_{\varphi} - F_{\varphi\varphi'} - \rho' F_{\rho\rho'} - \rho'' F_{\rho'\rho''} = 0,$$

$$\text{де } F_{\varphi} = \frac{\partial F}{\partial \varphi}; \quad F_{\rho} = \frac{\partial F}{\partial \rho}; \quad F_{\rho'} = \frac{\partial F}{\partial \rho'}; \quad F_{\varphi\varphi'} = \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi \partial \rho'}; \quad F_{\rho\rho'} = \frac{\partial^2 F}{\partial \rho \partial \rho'};$$

$$F_{\rho'\rho''} = \frac{\partial^2 F}{(\partial \rho')^2}.$$

Для випадку, коли центр кутового сектора лопаті співпадає з центром гвинтового витка, то $v = \varphi$, і тоді підінтегральна функція залежить тільки від ρ та ρ' ($F = F(\rho, \rho')$), і рівняння Ейлера суттєво спрощуються, а умова екстремуму приймає вигляд

$$F - \rho' F_{\rho'} = C_1.$$

Після відповідних перетворень отримаємо:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} \sqrt{\frac{\left(\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2}{C_1^2} - \rho^2} - \frac{T^2}{4\pi^2} = 0.$$

Одним із часткових розв'язків рівняння, що задовільняє граничні умови за реальних конструктивних параметрів гвинтових лопатей буде:

$$\rho = R; \quad C_1 = \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}; \quad \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} = 0.$$

Напруження зрізу, що визначаються за залежністю (14), можна записати у вигляді:

$$\tau = \frac{4P_{y1}}{t\sqrt{4\pi^2 R^2 + T^2}} = \frac{P_{y1}}{t\sqrt{0,25\pi^2 R^2 + (B+h)^2}}. \quad (19)$$

Умова міцності лопатей матиме такий вигляд:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{3z}^2 + 4\tau^2} = P_{y1} \sqrt{\frac{9(0,4D-R)^2}{k_w^2 t^4 \left(R^2 + \frac{T^2}{64}\right)} + \frac{64}{t^2 (4\pi^2 R^2 + T^2)}} =$$

$$= \frac{6P_y(0,4D-R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}} \sqrt{1 + \frac{4[4R^2 + (B+h)^2] t^2}{9[\pi^2 R^2 + (B+h)^2] (0,4D-R)^2}} \leq [\sigma], \quad (20)$$

де P_{y1} визначається із залежності (14) для випадку проектування секційних шнеків багатоцільового використання чи з умови конкретного навантаження згідно методики, поданої в [4].

Для лопатево-гвинтових кормозмішувачів однією з найважливіших вимог є максимально можлива продуктивність. Для таких кормозмішувачів довжина лопаті суттєво перевищує її товщину, тобто $l_p = 0,4D - R \geq 5t$ і залежність (15) можна представити у вигляді:

$$\sigma = \frac{\beta P_y(0,4D-R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}}, \quad (21)$$

де β - коефіцієнт, що для вказаних умов не перевищує 1,02.

Крім цього, для таких гвинтових конвеєрів багатофункціонального призначення, коли розрахунок ведеться із найбільш несприятливих умов навантаження, доцільно брати максимально можливий рівень зусиль P_y . Із врахуванням (14):

$$P_y = P_z \cos \theta_k + P_\tau \sin \theta_k < P_\tau.$$

За розрахункове значення доцільно прийняти

$$P_y = P_\tau = \frac{2M_z}{D} = \frac{2N}{WnD}.$$

Отже, розрахунок конструктивних параметрів елементів лопатево-гвинтового робочого органу, із умови складного згину, ведеться за залежністю:

$$\sigma = \frac{12k_\Sigma N(0,4D-R)}{nWt^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}} \leq [\sigma]$$

де k_Σ - коефіцієнт сумарних відхилень, $k_\Sigma \approx 1$.

Для коротких лопатей розрахунок на міцність ведеться за загальними залежностями (19), (21).

Таким чином встановлено, що при розрахунку гвинтової лопаті на міцність напруження згину є домінуючими, причому згин відбувається за дотичною до циліндричної поверхні маточини, а відхилення профілю гвинтової поверхні від лінії згину не перевищує 1 мм. Найбільш небезпечною є точка, розміщена посередині лінії згину.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні

ВИСНОВКИ:

1. Виведені аналітичні залежності для визначення параметрів змішування сипких матеріалів, а також конструктивних параметрів лопаток змішування за умови міцності.
2. Виведені аналітичні залежності для визначення силових параметрів процесу змішування сипких матеріалів з обґрунтуванням елементів взаємодії змішувальних елементів.

Література

1. Омельченко О.О., Ткач Б.Д. Довідник з механізації тваринницьких ферм і комплексів. –К.: Урожай, 1982. - 271 с.
2. Кошевий Е.А та інші. Довідник з виробництва комбикормів. –К.: Урожай, 1986. -284 с.
3. Баранецька О.Р. Технологічне забезпечення якості виготовлення заготовок машин загального машинобудування на основі сипких матеріалів. Автореф. дис... канд. тех. наук. –Львів: 2000. - 19 с.
4. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. –Л.: Химия, 1975. -230 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.365

І.М. Дударєв

Луцький державний технічний університет

ОБґРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ДИФЕРЕНЦІЙОВАНОГО ПІДВЕДЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ДО РУЛОНУ ПІД ЧАС СУШІННЯ

У статті теоретичним шляхом обґрунтовано та результатами експериментальних досліджень підтверджено доцільність диференційованого підведення повітряного потоку до рулону під час сушіння для забезпечення зниження енерговитрат та досягнення рівномірного просушування матеріалу за об'ємом паковки.

Постановка проблеми. Процес сушіння, що реалізовано у відомих конструкціях сушарок льоносировини в рулонах, не забезпечує рівномірного просушування матеріалу за об'ємом паковки.

Це пов'язано з тим, що підведення повітряного потоку (сушильного агента) відбувається без врахування структурних особливостей рулону. Внаслідок формування рулону прес-підбирачами з камерами змінного та сталого об'ємів, відбувається зміна таких параметрів як щільність, пористість шарів за радіусом паковки, а також кута орієнтації стебел до потоку, що спричиняє різний аеродинамічний опір, а, відповідно, різну інтенсивність вентиляції та просушування. Нерівномірне просушування сировини в паковці призводить до погіршення її якісних показників, зниження виходу довгого волокна та втрати. Усунути ці недоліки можна, враховуючи під час вентиляції структурні характеристики шарів рулону.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженнями розподілу повітряного потоку за об'ємом товстого шару стеблових рослинних матеріалів із змінними параметрами займалися такі науковці Б.І. Котов, В.І. Петрушевічюс, В.М. Любарський, В.І. Куцов. Поряд з тим, рулони льоносировини мають свої структурні особливості. Саме тому, актуальними є дослідження спрямовані на врахування впливу структури рулону на процес сушіння шляхом активного вентиляції.

Мета дослідження. Запропонувати спосіб підведення повітряного потоку до рулону льоносировини, який би забезпечував раціональне використання енергетичного потенціалу повітряного потоку шляхом врахування структурних характеристик шарів рулону.

Результати дослідження. Оптимальної витрати сушильного агента при сушінні льоносировини в рулоні можна досягнути за умови врахування зміни фізико-механічних та структурних характеристик шарів матеріалу.

Для визначення витрати сушильного агента на сушіння рулону розглянемо два сусідніх шари матеріалу, за умови, що вони розміщені на відстані R_1 та R_2 від центра рулону. Виділимо у цих шарах ділянки довжиною L . Врахувавши, що товщина шарів є значно менше радіуса рулону, тоді можна прийняти, що у поперечному перерізі шарів будуть утворені прямокутники (рис.1) площею, відповідно, для першого та другого шарів:

$$F_{шар.1} = 2h_1L \quad \text{та} \quad F_{шар.2} = 2h_2L. \quad (1)$$

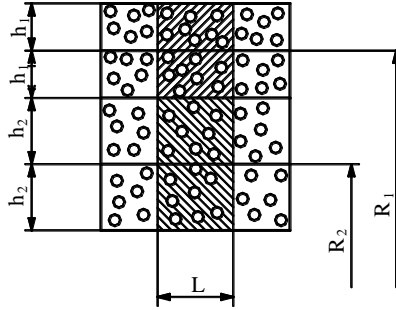


Рис.1. Схема до визначення площі поперечного перерізу шару в рулоні

Приймаємо умову, що стебла циліндричної форми та мають рівні вологість, масу, діаметр і довжину, а також рівномірно розподілені за довжиною та товщиною стрічки, з якої формується рулон. За прийнятої умови кількість стебел у перерізах однакова, а, значить, маса вологи, яку необхідно видалити, теж рівна. Тобто, для рівномірного сушіння матеріалу в двох шарах інтенсивність сушіння (видалення вологи) має бути однаковою. Середню інтенсивність сушіння матеріалу в першому та другому шарі можна визначити згідно [1]:

$$\bar{q}_{11} = \frac{q_o \omega_{сep.1} c_p \gamma_{нов.} F_1}{\alpha_{em}} \cdot \left[1 - e^{-\frac{\alpha_{em} S}{\omega_{сep.1} c_p \gamma_{нов.} F_1}} \right], \quad (2)$$

$$\bar{q}_{12} = \frac{q_o \omega_{сep.2} c_p \gamma_{нов.} F_2}{\alpha_{em}} \cdot \left[1 - e^{-\frac{\alpha_{em} S}{\omega_{сep.2} c_p \gamma_{нов.} F_2}} \right], \quad (3)$$

де \bar{q}_{1i} – середня інтенсивність сушіння за висотою шару, кг/с; q_o – інтенсивність сушіння початкового елементарного шару матеріалу, кг/(м²·с); F_i – площа пор у поперечному перерізі шару матеріалу, м²; $\omega_{сep.i}$ – середня швидкість сушильного агента за висотою шару, м/с; $\gamma_{нов.}$ – питома вага повітря, кг/м³; c_p – теплоємність сушильного агента при сталому тиску, Дж/(кг·°C); α_{em} – середнє значення коефіцієнта тепловіддачі за висотою шару матеріалу, Вт/(м²·°C); S – площа поверхні стебел у шарі матеріалу, м².

Рівномірне сушіння шарів матеріалу буде за умови $\overline{q_{l1}} = \overline{q_{l2}}$. Аналізуючи рівняння (2) та (3) приходимо до висновку, що це можливо лише у випадку, коли

$$\omega_{сер.1} F_1 = \omega_{сер.2} F_2. \quad (4)$$

Площа пор у поперечному перерізі шару матеріалу за умови, що пористість шару в поперечному перерізі рівна його об'ємній пористості:

$$F_1 = F_{уар.1} \Pi_{v1} \text{ та } F_1 = F_{уар.2} \Pi_{v2}, \quad (5)$$

де Π_{vi} – об'ємна пористість шару матеріалу.

Підставляючи (5) у рівняння (4), отримаємо:

$$\omega_{сер.2} = \omega_{сер.1} \frac{h_1 \Pi_{v1}}{h_2 \Pi_{v2}}. \quad (6)$$

Оскільки за прийнятою умовою маси матеріалу в перерізах рівні $m_{уар.}$, а також рівна висота шарів l , тоді щільність шарів:

$$\rho_1 = \frac{m_{уар.}}{2h_1 l} \text{ та } \rho_2 = \frac{m_{уар.}}{2h_2 l}. \quad (7)$$

Визначивши з (7) h_1 та h_2 і підставляючи у (6), отримаємо:

$$\omega_{сер.2} = \omega_{сер.1} \frac{\rho_2 \Pi_{v1}}{\rho_1 \Pi_{v2}}. \quad (8)$$

Визначивши об'ємну пористість першого та другого шарів згідно [2] та підставивши її в рівняння (8), матимемо:

$$\omega_{сер.2} = \omega_{сер.1} \left(\frac{\rho_{см.} - l}{\rho_1} - l \right) / \left(\frac{\rho_{см.} - l}{\rho_2} - l \right), \quad (9)$$

де $\rho_{см.}$ – умовна густина стебла (враховується об'єм стебла з порожниною), кг/м^3 .

Рівняння (9) вказує на те, яким має бути співвідношення швидкостей сушильного агента для забезпечення сушіння обох шарів з однаковою інтенсивністю. Таким чином, для рівномірного сушіння шарів льоносировини в рулоні та раціонального використання повітряного потоку їх необхідно вентилувати з різною інтенсивністю, враховуючи структурні характеристики рулону. Реалізувати процес сушіння сировини в рулоні, який передбачає різну інтенсивність вентилування шарів можна за рахунок диференційованого підведення повітряного потоку (з різною швидкістю) до шарів рулону.

Підставляючи в (9) залежність для середньої швидкості за висотою шару згідно [3], отримаємо:

$$\omega_{01} = \frac{\left(I + e^{-\frac{\pi d l_1 \zeta_1 \rho_1 l_{cm.}}{8 \Pi_{v1}^2 \lambda_1^2 m_{cm.}}} \right) \left(\frac{\rho_{cm.} - I}{\rho_1} \right)}{\left(I + e^{-\frac{\pi d l_2 \zeta_2 \rho_2 l_{cm.}}{8 \Pi_{v2}^2 \lambda_2^2 m_{cm.}}} \right) \left(\frac{\rho_{cm.} - I}{\rho_2} \right)}. \quad (10)$$

Витрата сушильного агента на сушіння i -го шару матеріалу реального рулону у м³/с становитиме:

$$V_{Li} = F_{шар.i} \Pi_{vi} \omega_{0i} = \pi \Pi_{vi} \omega_{0i} (R_{*i}^2 - R_{*i-1}^2), \quad (11)$$

де R_{*i} – відстань від центра рулону до зовнішнього краю i -го шару, м.

Підставимо в (11) значення пористості i -го шару:

$$V_{Li} = \pi \omega_{0i} \left(I - \frac{\rho_i}{\rho_{cm.}} \right) (R_{*i}^2 - R_{*i-1}^2). \quad (12)$$

Якщо обрати за основний центральний шар рулону і позначити його параметри індексом 1, тоді витрата сушильного агента на сушіння i -го шару за умови їх рівномірного сушіння:

$$V_{Li} = \pi \omega_{01} \rho_i (R_{*i}^2 - R_{*i-1}^2) \left(\frac{I}{\rho_1} - \frac{I}{\rho_{cm.}} \right) \cdot \frac{\left(I + e^{-\frac{\pi d l_1 \zeta_1 \rho_1 l_{cm.}}{8 \Pi_{v1}^2 \lambda_1^2 m_{cm.}}} \right)}{\left(I + e^{-\frac{\pi d l_2 \zeta_2 \rho_2 l_{cm.}}{8 \Pi_{v2}^2 \lambda_2^2 m_{cm.}}} \right)}. \quad (13)$$

Загальна витрата сушильного агента на сушіння всіх шарів рулону з врахуванням (13):

$$V_L = \sum_{i=1}^n V_{Li}, \quad (14)$$

де n – кількість прийнятих шарів у рулоні за умови, що у кожному умовний шар потрапляє однакова кількість шарів матеріалу.

Маса вологи, яку необхідно видалити з i -го шару матеріалу:

$$m_{ei} = m_{шар.i} (W_{поч.} - W_{кін.}) / (100 - W_{кін.}), \quad (15)$$

де $W_{поч.}$, $W_{кін.}$ – початкова та кінцева вологість матеріалу, %.

Оскільки час сушіння усіх шарів рулону однаковий, а за основний прийнято центральний шар, тоді час сушіння рулону:

$$\tau_{суш.} = \frac{m_{e1}}{q_{11}}. \quad (16)$$

Загальний об'єм сушильного агента для сушіння рулону в м³:

$$V_{Lзас.} = V_L \tau_{суш.} \cdot \quad (17)$$

Підставляючи у (17) залежності (14) та (16) і враховуючи, що для центрального шару $R_{*i-1} = 0$, провівши перетворення, отримаємо:

$$V_{Lзас.} = \frac{2\alpha_{em} m_{шар.1} (W_{ноч.} - W_{кін.}) \sum_{i=1}^n \left[\frac{\rho_i (R_{*i}^2 - R_{*i-1}^2)}{\frac{\pi d_i \zeta_i \rho_i l_{em.}}{8 \Pi v_i^2 m_{em.}}} \right]}{q_0 c_p \gamma_{нов.} \rho_l R_{*1}^2 (100 - W_{кін.}) \left[I - e^{-\frac{\alpha_{em} S}{\pi \omega_{сер.1} c_p \gamma_{нов.} R_{*1}^2 \Pi v_1}} \right]} \cdot \quad (18)$$

Отримане рівняння дає можливість визначити загальний об'єм сушильного агента, необхідний для сушіння рослинного матеріалу в рулоні за умови рівномірного просушування шарів. Диференційоване підведення повітряного потоку до рулону дозволяють забезпечити спрямовувачі повітряного потоку у вигляді зрізаних конусів [4] або набору дифузоров [5].

При порівнянні результатів експериментальних досліджень сушіння льонотрести в рулонах у різний спосіб встановлено, що реверсивне диференційоване підведення повітряного потоку до шарів рулону з використанням коливного температурного режиму (рис.2, б) дозволяє досягнути більш рівномірного просушування матеріалу за об'ємом рулону в порівнянні з одностороннім підведенням сушильного агента (рис.2, а), а також забезпечити економію енергоресурсів в 1,64 рази.

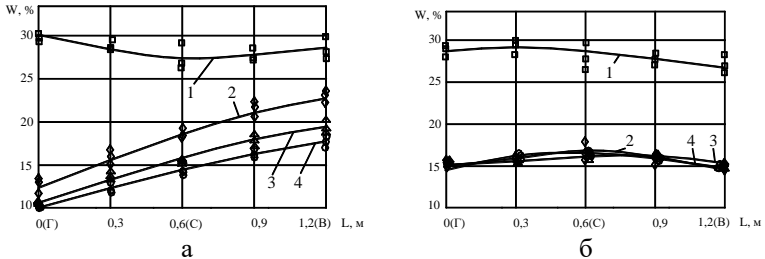


Рис. 2. Зміна вологості льонотрести за висотою рулону після сушіння:
 1 – початкова вологість; 2 – вологість центральних шарів;
 3 – вологість середніх шарів; 4 – вологість периферійних шарів

Висновок. Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено доцільність диференційованого підведення повітряного потоку до рулону під час сушіння для забезпечення зниження

енерговитрат та досягнення рівномірного просушування матеріалу за об'ємом паковки. Отримано залежність (18) для визначення загального об'єму сушильного агента при диференційованому підведенні, необхідного для рівномірного сушіння льоносировини в рулоні.

Література

1. Федосеев П.Н. Использование атмосферного воздуха для сушки урожая зерновых и кормовых культур / Мех. и электр. сел. хоз. – 1983. - № 11. – С. 33-35.
2. Дударев І.М. Усушка стебел та шару льоносоломи. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 14. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – С. 103-108.
3. Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. Обґрунтування швидкості сушильного агента в процесі сушіння рулонів льоносировини // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Вип.40. - Мелітополь: ТДАТА, 2006. – С. 31-35.
4. Патент на корисну модель №11217 Україна, МКВ А01F25/08. Сушарка рослинних матеріалів, сформованих в рулони / Дударев І.М., Дідух В.Ф., Кірчук Р.В.; Заявлено 08.06.2005; Опубл. 15.12.2005; Бюл. № 12.
5. Патент на корисну модель №19392 Україна, МКВ А01F25/08. Сушарка льоносировини в рулонах / Дударев І.М.; Заявлено 15.06.2006; Опубл. 15.12.2006; Бюл. № 12.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.33.02.

М.Л. Заець

Державний агрокологічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ШВИДКОСТІ НАДХОДЖЕННЯ НАСІННЯ В СОШНИК ДЛЯ ПІДҐРУНТОВО-РОЗКИДНОГО СПОСОБУ ПОСІВУ

Для визначення оптимальної форми розподільника розглядається процес розподілу насіння комбінованим розподільником у виді криволінійної призми. Від форми розподільника залежить якість розподілення насіння по ширині смуги, що засівається. Рівномірність розташування насіння по ширині захвату сошника буде характеризуватися швидкістю надходження насіння на похилу ділянку розподільника.

Постановка проблеми. Суттєвою різницею між існуючими рядковими сівалками і сівалками для підґрунтового-розкидного способу сівби є конструкція сошників, зокрема їх розподільних пристроїв. Сошники сівалок для підґрунтового-розкидної сівби у більшості випадків виконані у вигляді культиваторної лапи з різною шириною захвату [5].

Розподільний пристрій насіння є одним з основних елементів сошника, який безпосередньо впливає на рівномірність розподілу технологічного матеріалу по площі поля та збільшення ширини смуги, що засівається. Різні форми відбивачів та конструкції розподільних пристроїв у сошниках для підґрунтового-розкидного способу сівби зумовлені підвищенням рівномірності розподілу насіння по площі поля.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Враховуючи те, що процес розподілу насіння при підґрунтового-розкидному способі сівби носить випадковий характер, тому що визначається великою кількістю факторів, які неможливо повністю врахувати, то його можна розглядати у відповідності із законами теорії ймовірностей [2].

Дослідженнями [1, 2, 3, 4] доведена перевага розподільників із криволінійними утворюючими, на робочій поверхні яких насіння плавно змінюють напрямок свого руху і з мінімальними втратами кінетичної енергії надходять у підсошниковий простір і висівається на дно борозни.

Мета дослідження. У зв'язку з цим пропонуються різні типи технологічних схем розподільних пристроїв сошників з метою проєктування та виготовлення їх для подальшого дослідження.

Результати досліджень. Для того, щоб швидкість руху насіння досягла максимальних значень у точці сходу з кривої, крива повинна задовольняти умовам найшвидшого переміщення часток за деякий проміжок часу. Такій кривій по визначенню є брахистохрона.

Теоретичним і експериментальним дослідженням руху насіння по криволінійній утворюючій присвячена робота Кірова А.А. [3]. Він розглядає брахистохрону як сукупність прямолінійної ділянки й кола постійного радіуса r , а рух насіння по криволінійній твірній розглядає як рух насіння по такому колу.

Отримана ним формула швидкості сходу (1) із криволінійної ділянки утворюючої V із припустимою точністю може бути прийнята для розрахунку траєкторії і швидкості руху насіння після сходу з криволінійної ділянки розподільника:

$$V = \sqrt{e^{-\pi \cdot f} \left(V_0 \cdot \cos^2 \gamma_0 - \frac{6 \cdot g \cdot r \cdot f}{1 + 4 \cdot f} \right)} + 2 \cdot g \cdot r \cdot \frac{1 - 2 \cdot f^2}{1 + 4 \cdot f^2}, \quad (1)$$

де f - коефіцієнт тертя зерна об сталь; V_0 - швидкість надходження насіння на криволінійну ділянку утворюючої, м/с; γ_0 - кут між вертикальною віссю і початковим напрямком швидкості V_0 ; g - прискорення вільного падіння, м/с²;

Однак, у дійсності радіус кривизни брахистохрони змінюється за визначеним законом. Відмінність дійсного радіуса брахистохрони від радіуса кола веде до того, що і дійсна швидкість руху з криволінійної твірної буде відрізнятися від розрахункової. Через те, що від швидкості руху насіння після сходу з криволінійної ділянки розподільника буде залежати запас кінетичної енергії, що обумовлює дальність розподілу насіння у підсошниковому просторі, то розгляд даного питання є важливим і необхідним етапом теоретичного дослідження.

Розглянемо рух одиничного насіння по брахистохроні, що є твірною розподільника (рис. 1).

Частка насінного матеріалу надходить на криволінійну поверхню з початковою швидкістю V_0 . При русі по криволінійній поверхні на насіння діють: вага, сила тертя, відцентрова сила і сила нормального тиску.

Проєктуючи сили на нормаль і дотичну, запишемо систему диференціальних рівнянь:

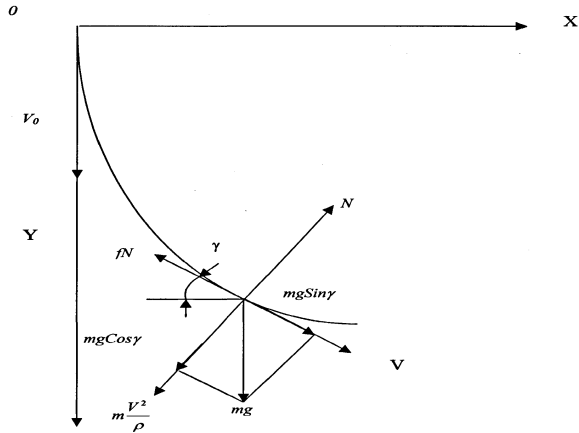


Рис. 1. Схема сил, що діють на матеріальну точку при русі по брахистохроні

$$m \cdot \frac{dV}{dt} = m \cdot g \cdot \sin \gamma - f \cdot N ;$$

$$N = m \cdot \frac{V^2}{\rho(\varphi)} + m \cdot g \cdot \cos \gamma , \quad (2)$$

де m - маса насіння, кг; V - швидкість насіння, м/с; N - сила нормального тиску, Н; γ - кут нахилу дотичної до обрїю, радіан; t - час руху, с; $\rho(\varphi)$ - радіус кривизни брахистохрони у залежності від кута повороту утворюючої кола φ , м.

Відомо, що брахистохрона утворена колом, що котиться по прямій без ковзання. Отже, для будь-якої точки радіус кривизни брахистохрони буде дорівнює хорді кола AC (рис. 2.). Причому один кінець хорди буде належати прямій, по якій котиться коло.

З'єднаємо точки A і C з центром кола O . Розглянемо отриманий рівнобедрений трикутник AOC . З трикутника одержимо:

$$\angle OCA = \frac{\varphi}{2} , \quad (3)$$

де, φ - кут, на який повернеться коло при перекочуванні за час t .

З прямокутного трикутника OBC визначимо:

$$BC = OC \cdot \cos \frac{\varphi}{2} = \frac{d}{2} \cdot \cos \frac{\varphi}{2} , \quad (4)$$

де d - діаметр твірної кола, м.

Отже, шуканий радіус кривизни брахистохрони AC :

$$\rho(\varphi) = d \cdot \cos \frac{\varphi}{2}. \quad (5)$$

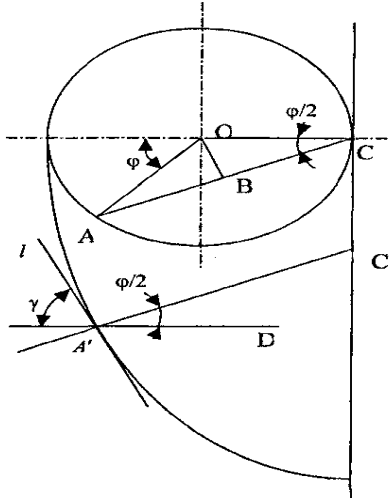


Рис. 2. Схема для визначення радіуса кривизни брахістохрони

Перенесемо AC паралельно самій собі до перетину з брахістохроною ($A'C$) і через точку перетину A проведемо лінію горизонту $A'C$ і дотичну l , тоді:

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2}. \quad (6)$$

Врахуємо, що за час t коло повернеться на кут φ , тобто :

$$dt = \frac{d\varphi}{V} \rho(\varphi) = \frac{d\varphi}{V} \cdot d \cdot \cos \frac{\varphi}{2};$$

Підставимо значення (4), (5) і (6) у систему рівнянь (2), і після перетворень, одержимо:

$$V \cdot \frac{dV}{d\varphi} + f \cdot V^2 = g \cdot d \cdot \cos^2 \frac{\varphi}{2} - g \cdot d \cdot \frac{\sin \varphi}{2}. \quad (7)$$

Отримане диференціальне рівняння є рівнянням Бернуллі. Загальне рішення рівняння:

$$V^2 = g \cdot d \cdot \left[\frac{\cos^2 \frac{\varphi}{2}}{f} + \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi - \cos \varphi}{2 \cdot f \cdot (4 \cdot f^2 + 1)} - \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi - \cos \varphi}{4 \cdot f^2 + 1} \right] + e^{-2 \cdot f \varphi} \cdot C, \quad (8)$$

де C - постійна інтегрування

Постійну інтегрування визначимо з початкових умов: при куті повороту твірного кола брахистохрони, що відповідає точці потрапляння насіння на криволінійну твірну розподільника $\varphi = \varphi_0 - \varphi_1$, $V = V_0$:

$$C = e^{2 \cdot f \cdot \varphi_1} \cdot \left(V_0^2 - g \cdot d \cdot \left(\frac{\cos^2 \frac{\varphi_1}{2}}{f} + \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1}{2 \cdot f \cdot (4 \cdot f^2 + 1)} - \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1}{4 \cdot f^2 + 1} \right) \right); \quad (9)$$

З урахуванням того, що $\varphi_0 = \pi$, можна записати:

$$\varphi = \pi - \varphi_1. \quad (10)$$

Підставивши значення постійної інтегрування C (9) і значення кута φ (10) у рівняння (8), провівши відповідні перетворення, одержимо формулу для визначення швидкості сходу насіння з криволінійної твірної розподільника:

$$V_{cx} = \left(g \cdot d \cdot \left[\frac{\cos^2 \frac{\pi - \varphi_1}{2}}{f} + \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 + \cos \varphi_1}{2 \cdot f \cdot (4 \cdot f^2 + 1)} - \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 + \cos \varphi_1}{4 \cdot f^2 + 1} \right] + e^{2 \cdot f \cdot (2 \cdot \varphi_1 - \pi)} \left(V_0^2 - g \cdot d \times \left[\frac{\cos^2 \frac{\pi - \varphi_1}{2}}{f} + \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1}{2 \cdot f \cdot (4 \cdot f^2 + 1)} - \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1}{4 \cdot f^2 + 1} \right] \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (11)$$

При установці дільника під кутом до горизонту вираз (11) запишеться в такому вигляді:

$$V_{cx} = \left(g \cdot \cos \alpha \cdot d \cdot \left[\frac{\cos^2 \frac{\pi - \varphi_1}{2}}{f} + \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 + \cos \varphi_1}{2 \cdot f \cdot (4 \cdot f^2 + 1)} - \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 + \cos \varphi_1}{4 \cdot f^2 + 1} \right] + e^{2 \cdot f \cdot (2 \cdot \varphi_1 - \pi)} \left(V_0^2 - g \cdot \cos \alpha \cdot d \times \left[\frac{\cos^2 \frac{\pi - \varphi_1}{2}}{f} + \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1}{2 \cdot f \cdot (4 \cdot f^2 + 1)} - \frac{2 \cdot f \cdot \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1}{4 \cdot f^2 + 1} \right] \right)^{\frac{1}{2}} \right) \cdot (12)$$

Кут φ_1 визначиться з наступної формули

$$\varphi_1 = \arccos \left(1 - \frac{2 \cdot a}{d} \right); \quad (13)$$

де a - відстань від осі розподільника до точки потрапляння насіння, м (рис. 3).

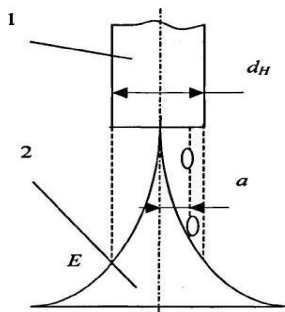


Рис. 3. Схема надходження насіння на розподільник: 1 - направляч, 2 - розподільник

Для аналізу залежності швидкості сходу від коефіцієнта тертя підставимо в залежність (12) значення $f=0,2...0,5$, при постійному значенні a і проведемо розрахунки. З отриманої залежності $V(f)$ (рис.4) видно, що коефіцієнт тертя незначно (у межах зміни f зміна швидкості складає 5,5...5,9%) впливає на швидкість сходу.

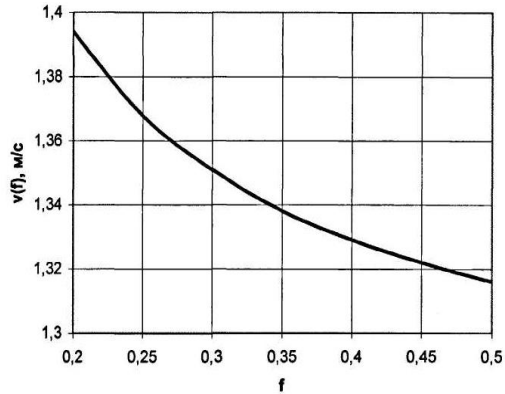


Рис. 4. Теоретична залежність швидкості сходу насіння від коефіцієнта тертя

Основним фактором, що впливає на швидкість сходу, є діаметр твірної кола брахистохрони. Оптимальний діаметр кола i , відповідно, геометричний розмір самого розподільника визначиться з погляду достатності швидкості сходу з криволінійної ділянки твірної розподільника.

Для аналізу залежності швидкості руху від координати влучення насіння на криволінійну поверхню підставимо в залежність (13) значення $a = 0..0,02$ і проведемо розрахунки за (12).

За результатами розрахунків побудуємо графічну залежність швидкості руху від координати потрапляння насіння на криволінійну поверхню розподільника $V(a)$ (рис. 5).

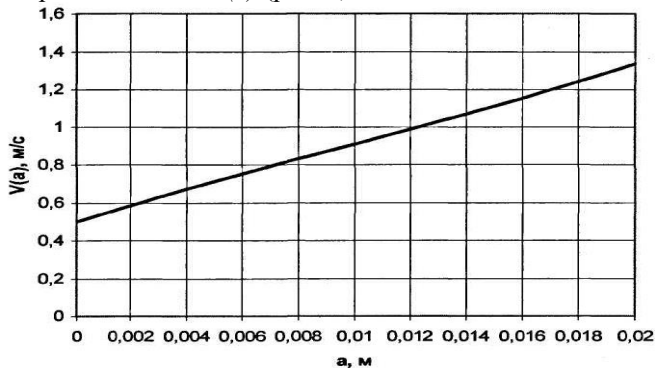


Рис. 5. Теоретична залежність швидкості руху насіння від координати потрапляння насіння на криволінійну поверхню розподільника

Найбільша швидкість сходу буде в тих насінин, що потрапляють на розподільник у крайній точці (E) проєкції направляча насіння (рис. 3.), через те, що ці насінини будуть проходити меншу відстань по криволінійній поверхні і відповідно втрати кінетичної енергії на роботу сил тертя будуть менші. У цьому випадку кут φ_1 визначитися за такою залежністю:

$$\varphi_1 = \arccos\left(1 - \frac{d_n}{d}\right), \quad (14)$$

де d_n - внутрішній діаметр направляча, м.

Таким чином використовуючи отримані залежності (12)-(14) можна визначити швидкість руху насіння із криволінійної твірної в залежності від конструктивних параметрів (діаметра твірної кола, діаметра перетину вихідного направляча або насіннепроводу) розподільника і координати потрапляння насіння на криволінійну поверхню розподільника. Для підвищення дальності розподілу насіння по ширині смуги, яка засівається сошником, розподільник повинний використовуватися з похилою площиною, що є його основою.

Проведені теоретичні дослідження процесу розподілу насіння комбінованим розподільником дозволяють зробити такі **висновки**:

1. Одним зі шляхів збільшення дальності розподілу насіння по ширині розсіву сошником є застосування розподільника, що представляє собою комбінацію дільника з криволінійної твірної у виді брахистохрони, і похилу поверхню, що розподіляє, та є основою розподільника.

2. Отримано теоретичні залежності для визначення конструктивних параметрів комбінованого розподільника: швидкості сходу з криволінійної твірної від діаметра твірної кола брахистохрони; дальності розподілу насіння (у параметричному виді) від конструктивних параметрів похилої ділянки (довжини похилої ділянки і кута його встановлення до горизонту), використання яких дозволяє визначити оптимальні параметри розподільника і похилої ділянки для забезпечення розсіву насіння по ширині захвату сошника з необхідними дальністю і рівномірністю.

3. Швидкість руху насіння із криволінійної твірної розподільника залежить від діаметра твірної кола брахистохрони і координати потрапляння насіння на криволінійну поверхню.

Література

1. Гнилметов В.Г. Исследование и совершенствование технологического процесса сеялок-культиваторов в условиях Среднего Поволжья: Дис... канд. техн. наук. – Кинель, 1981. -226 с.

2. Есипов В.И. Исследование качественных показателей рабочих органов комбинированных посевных агрегатов при различных способах основной обработки почвы. - Куйбышев, 1976.- 212 с.

3. Киров А.А. Обоснования процесса равномерного распределения семян по площади поля и параметров распределителя сошника для подпочвенного разбросного посева: Дис... канд. техн. наук – Кинель, 1984.-218 с.

4. Ковріков І.Т. Основні принципи розробки розподілюючих пристроїв підґрунтового-розкидних сошників зернових сівалок // Трактори і сільськогосподарські машини. – 1983. - №5 – С. 13-14.

5. Хоменко М.С. и др. Механизация посева зерновых культур и трав. Справочник / М.С. Хоменко, В.А. Зырянов, В.А. Насонов.— К.: Урожай, 1989.— 168 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358

М.М. Ковалев, к.т.н., Р.А. Ростовцев, к.т.н., А.И. Паплевченков
ГНУ ВНИПТИМЛ Россельхозакадемии

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ПОДБОРЩИКА БАРАБАННОГО ТИПА

Постановка проблемы. Одной из основных операций при уборке льна является подбор стеблей из лент, для чего используются различные подбирающие устройства. В настоящее время наибольшее распространение получили подбирающие устройства барабанного типа [1]. Основным параметром этих устройств является показатель кинематического режима работы λ , который равен отношению окружной скорости движения подбирающего барабана V_b к скорости движения машины V_m . От соотношения этих скоростей во многом зависит качество работы устройства. Все ранее проводимые исследования по обоснованию показателя кинематического режима работы λ производились без учета свойств лены льна (число стеблей на погонном метре ленты, ее удлинение при подборе и т.д.), что сказывалось на качестве работы подбирающих аппаратов и требовало корректировки их параметров в процессе работы. Исходя из этого,

требуется разработать методику определения рациональных режимов работы подбирающего аппарата с учетом характеристик ленты льна.

Анализ последних исследований и публикаций.

Исследованием и обоснованием параметров и режимов работы подбирающих аппаратов занимались ученые Г.А. Хайлис, Л.В. Родионов, В.Г. Черников и др. По результатам этих исследований [1, 2, 3, 4, 5] были разработаны аппараты различных конструкций: грабельные, транспортные, барабанные с кулачковым и кулисным механизмами. Несмотря на большое количество проведенных исследований, многие вопросы остаются недостаточно изученными. В настоящее время развитие электронно-вычислительной техники позволяет провести более глубокое и точное изучение процессов, чем это было возможно прежде, смоделировать их и произвести необходимые вычисления. В связи с этим требуется уточнение ранее полученных параметров и режимов работы подбирающих аппаратов.

Цель исследования. Изучение процесса подбора ленты льна и разработка алгоритма расчета с последующим построением моделей и проведением вычислений с помощью электронно-вычислительной техники и компьютерной программы Mathcad 12 [6].

Результаты исследования. Рассмотрим процесс подбора ленты льна подбирающим барабаном (рис.1).

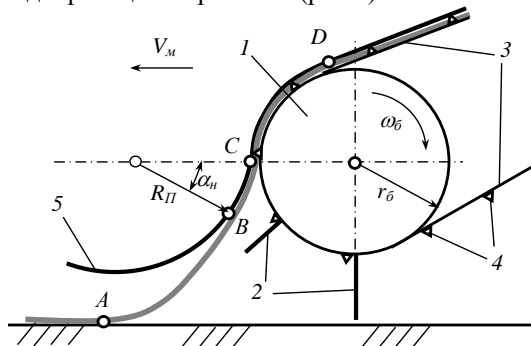


Рис. 1. Схема подъема ленты льна подбирающим аппаратом: 1 – барабан; 2 – пальцы барабана; 3 – ремень; 4 – пальцы транспортера; 5 – направляющие прутки

В точке *A* осуществляется отрыв ленты льна от лямбда-борозды и далее она за счет сцепленности стеблей между собой подается в ручей транспортера (участок *AC*), куда она затягивается за счет действия сил трения с ремнем и реакции со стороны пальцев, установленных на нем. Действующие на ленту силы сцепления $P_{сц}$ ее с лямбда-бороздой, должны быть

меньше сил $P_{сл}$ сцепления стеблей в слое, так как в противном случае произойдет разрыв ленты. В процессе движения она может контактировать с направляющими прутками (участок BC), которые в заходной части выполняются в виде выпуклой кривой [7]. До начала контакта с прутками (точка B) лента льна находится в подвешенном состоянии (участок AB). На участке CD направляющие прутки принимают форму вогнутой кривой [8], огибающей подбирающий барабан таким образом, что расстояние между прутками и транспортером постепенно уменьшается уплотняя ленту. Далее, после точки D , стебли попадают в систему транспортирования, для выполнения последующих операций.

Возможны три случая подачи ленты в ручей транспортера в зависимости от показателя кинематического режима работы λ .

В первом случае при $\lambda < 1$ скорость подачи стеблей льна превышает окружную скорость барабана, и лента начинает огибать его. В результате этого в момент соприкосновения ленты с направляющими прутками ее скорость направлена под большим углом к ним. Это создает повышенное давление на прутки и, как следствие, повышенные силы трения, что может привести к забивкам стеблей в этом месте и нарушению технологического процесса.

Во втором случае $\lambda=1$ лента льна подается в ручей транспортера с такой же скоростью, с какой ее затягивает барабан. Это является идеальным случаем работы подборщика, но так как лента под воздействием сил тяжести и сцепления несколько вытягивается, то она начинает отставать от окружной скорости барабана, поэтому на практике λ должна быть больше единицы.

В третьем случае, когда $\lambda > 1$, скорость подачи стеблей отстает от окружной скорости барабана за счет вытягивания ленты и, если оно превысит допускаемую величину $[\delta]$, произойдет разрыв ленты.

Исходя из выше сказанного, можно записать

$$S_{AC} = \omega_{\delta} r_{\delta} t + [\delta], \quad (1)$$

где S_{AC} – длина ленты льна на участке AC ; ω_{δ} – угловая скорость подбирающего барабана; r_{δ} – радиус подбирающего барабана; t – время движения стебля от льнища до подбирающего барабана.

Из формулы (1) находим максимально допустимое значение ω_{δ} :

$$\omega_{\delta, max} = \frac{S_{AC} V_m}{r_{\delta} (S_{AC} - [\delta])}, \quad (2)$$

соответственно угловая скорость барабана должна находиться в

пределах

$$\frac{V_M}{r_0} \leq \omega_0 \leq \frac{S_{AC} V_M}{r_0 (S_{AC} - [\delta])}. \quad (3)$$

Из уравнения (3) видно, что для качественной работы устройства при выборе кинематического режима работы необходимо учитывать удлинение ленты льна, которое значительно влияет на процесс подбора.

Для определения угловой скорости подбирающего барабана необходимо знать длину ленты льна на участке AC . При $\lambda > 1$ лента льна в процессе подъема на участке BC контактирует с направляющими прутками. Найдем сначала длину ленты льна, находящуюся в подвешенном состоянии (участок AB).

На участке AB будем рассматривать ленту льна как гибкую нить [9], т.е. у нее только осевая сила не равна нулю, а основной нагрузкой является собственный вес с интенсивностью $q = m_c i_n$, где m_c – масса одного стебля, i_n – число стеблей на одном погонном метре ленты.

Здесь i_n определяется по [8]:

$$i_n = \frac{B i_0 I_p V_M}{V_p}, \quad (4)$$

где B – ширина захвата теребивильной секции; i_0 – густота стеблестоя (число стеблей на 1м^2 поля); I_p – число ручьев теребивильной секции, из которых формировалась лента; V_M – скорость машины; V_p – скорость теребивильных ремней.

Распределенную нагрузку q , действующую на ленту, заменим эквивалентной нагрузкой q' , распределенной вдоль пролета l_{AB} (рис. 2, а):

$$q' = \frac{q}{\cos \beta} = \frac{q \sqrt{l_{AB}^2 + h_B^2}}{l_{AB}}, \quad (5)$$

где h_B – расстояние от льнища до точки контакта ленты с направляющими прутками. $h_B = h_0 - R_{\Pi} \sin \alpha_n$, где R_{Π} – радиус заходной части направляющих прутков в месте их контакта с лентой льна; α_n – угол между осью Oy и радиусом R_{Π} ; h_0 – расстояние от поверхности льнища до центра вращения подбирающего барабана, равное $h_0 = r_0 + h_n$, где r_0 – радиус подбирающего барабана; h_n – вылет пальца.

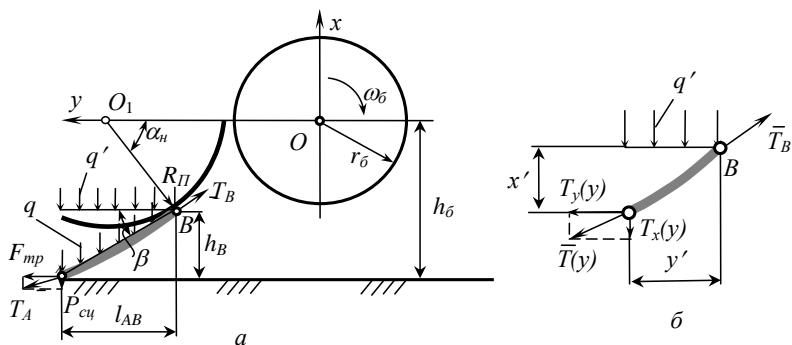


Рис. 2. Схема для определения усилий, действующих на ленту при подборе

Полагая ленту идеально гибкой, можно считать растягивающие усилия в любом сечении ленты касательными к кривой ее провисания. В точках A и B усилия, действующие на ленту, равны T_A и T_B . Усилие T_A представим в виде горизонтальной и вертикальной составляющих, равных силе трения F_{mp} ленты льна о почву и силе сцепления P_{cy} ленты с льнищем.

Через центр вращения подбирающего барабана проведем оси координат так, как это показано на рис. 2, a . Из рассмотрения статической стороны задачи найдем:

$$\begin{cases} \sum y = F_{mp} - T_B \sin \alpha_n = 0; \\ \sum x = T_B \cos \alpha_n - P_{cy} - q'l_{AB} = 0; \\ \sum M_A = F_{mp} h_B - P_{cy} l_{AB} - 0,5q'l_{AB}^2 = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Принимая гибкость ленты как абсолютную, приравняем ее изгибающий момент нулю (рис. 2, b) и найдем уравнение кривой провисания:

$$M(y) = T_B x' \sin \alpha_n - T_B y' \cos \alpha_n + \frac{q'y'^2}{2} = 0.$$

Тогда с учетом первого и второго уравнений системы (6) получим уравнение провисания ленты на участке AB :

$$x' = \left(\frac{P_{cy} + q'l_{AB}}{F_{mp}} \right) y' - \frac{q'y'^2}{2F_{mp}}. \quad (7)$$

Из уравнения (7) видно, что кривая провисания ленты имеет аналитическое выражение параболы.

Если принять, что провисание ленты мало, то ее длину можно выразить следующей зависимостью:

$$dS_{AB} = \sqrt{dx'^2 + dy'^2} = \left[1 + (dx'/dy')^2 \right]^{\frac{1}{2}} dy'. \quad (8)$$

Подставив в (7) производную из (8) и интегрируя полученное выражение по всей длине l_{AB} , получим формулу для расчета длины ленты на участке AB :

$$S_{AB} = \int_0^{l_{AB}} \sqrt{1 + \left[\frac{P_{сц} + q'(l_{AB} - y')}{F_{мп}} \right]^2} dy'. \quad (9)$$

Длину ленты льна на участке BC определим как

$$S_{BC} = R_{II} \alpha_n, \quad (10)$$

а длину ленты льна на участке AC , как

$$S_{AC} = S_{AB} + S_{BC}. \quad (11)$$

В настоящее время отечественной промышленностью выпускаются подбирающие устройства, имеющие барабаны диаметром 0,33 м, а у зарубежных этот размер составляет 0,45 м. Длина пальца h_n у тех и у других равна 0,1 м.

Определим угловую скорость барабана, указанных выше подбирающих аппаратов, в зависимости от скорости машины при различном числе стеблей на погонном метре ленты i_n и, как следствие, различном допуске растяжении $[\delta]$.

Необходимые для расчетов исходные данные следующие.

Параметры машины, при помощи которой получена лента льна. Примем число теребельных секций $I_p = 4$, ширина захвата одной секции $B = 0,38$ м, скорость машины $V_m = 1,5$ м/с, скорость теребельных ремней $V_p = 2$ м/с.

Параметры ленты льна. Примем массу m_c одного стебля 0,0015 кг [11] и [12], силы сцепления $P_{сц}$ и трения $F_{мп}$ стеблей льна с льнищем согласно [5] и [13] примем равными 30 Н, число стеблей i_0 на квадратном метре поля возьмем равным 1000 и 2000 штук.

Параметры подбирающих устройств. Кроме их диаметра и длины пальца, необходимо знать радиус заходной части направляющих прутков R_{II} . Примем для отечественных устройств равным 0,15 м и для зарубежных 0,25 м.

По формуле (4) определяем число стеблей на погонном метре ленты льна. Получим: при 1000 ст/кв.м. – $i_{n1} = 1140$ ст/м; при 2000 ст/кв.м. – $i_{n2} = 2280$ ст/м. При таких значениях i_n допусковое растяжение примем $[\delta_1] = 0,05$ м и $[\delta_2] = 0,1$ м, соответственно.

Далее из системы уравнений (6) найдем значения α_n и l_{AB} для отечественных и зарубежных подбирающих устройств при различном числе стеблей на погонном метре ленты льна. Получим для отечественных устройств: при $i_{n1} = 1140$ ст/м – $\alpha_n = 0,781$ рад и $l_{AB} = 0,11$ м; при $i_{n1} = 2280$ ст/м – $\alpha_n = 0,777$ рад и $l_{AB} = 0,11$ м. Для зарубежных устройств: при $i_{n1} = 1140$ ст/м – $\alpha_n = 0,779$ рад и $l_{AB} = 0,148$ м; при $i_{n1} = 2280$ ст/м – $\alpha_n = 0,773$ рад и $l_{AB} = 0,148$ м.

После этого пользуясь формулами (9), (10) и (11), определим длину ленты льна на участке AC . Получим: для отечественных устройств $S_{AB} = 0,156$ м, $S_{BC} = 0,117$ м и $S_{AC} = 0,273$ м; для зарубежных устройств $S_{AB} = 0,211$ м, $S_{BC} = 0,194$ м и $S_{AC} = 0,405$ м. В данном случае число стеблей на погонном метре ленты мало влияет на длину ленты, так как этот показатель определяет нагрузку на ленту от собственного веса, а она мала по сравнению с силой сцепленности ленты льна с льнищем.

Теперь по формуле (2) определим максимально допустимое значение угловой скорости подбирающего барабана и построим графики ее зависимости от скорости машины (рис. 3).

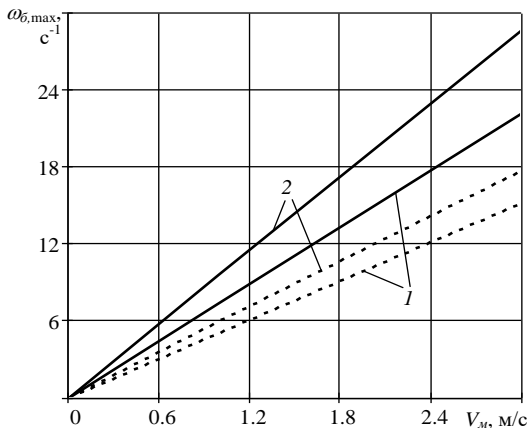


Рис.3. Зависимость максимально допустимой скорости $\omega_{б, \max}$ подбирающего барабана от скорости V_m машины при числе стеблей на погонном метре ленты: 1 – 1140 ст/м; 2 – 2280 ст/м и диаметре барабана: — 0,33 м; - - - 0,45 м

Выводы. В результате исследований был проанализирован процесс подбора лент льна подбирающим устройством барабанного типа и разработана методика расчета его показателя кинематического режима работы с учетом характеристик ленты льна.

Литература

1. Родионов Л.В. Разработка процессов и рабочих органов машин для раздельной уборки льна: Дис... докт. техн. наук: 05.20.01. – Тверь, 1991. – 445 с.
2. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчета льноуборочных машин. – М.: Машгиз, 1963. – 149 с.
3. Хайлис Г.А. К теории подбора стеблей подборщиками. Науковий вісник НАУ. Вип. 9. 1998. – С. 331-343.
4. Хайлис Г.А. Анализ процесса подбора стеблей. Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М., 1999. - № 6. - С. 28 - 29.
5. Черников В.Г. Изыскание и исследование рабочих органов для подбора и выравнивания лент льнотресты: Дис... канд. техн. наук: 05.20.01. –Л., 1970. –151 с.
6. Дьяконов В.П. Mathcad 11/12/13 в математике. Справочник. – М.: Горячая линия – Телеком, 2007. – 958 с., ил.
7. Дмитриев В.И. Обоснование и изыскание подбирающе-оборачивающего устройства льноуборочной машины // Интенсиф. машинных технологий произ-ва и перераб. льнопродукции. Мат. Межд. науч.- практ. конф.- М.:«Изд-во ВИМ», 2004.
8. Патент на ПМ 39990 РФ, МПК 7А01Д45/06. Подбирающе-оборачивающее устройство льноуборочной машины/М.М. Ковалев, В.Г. Черников, В.П. Козлов, В.И. Дмитриев, А.С. Ращуков, А.Ф. Ежов (РФ). - № 2004113846/12; Заяв. 24.06.2004; Оpubл. 10.11.2004, Бюл. № 31.
9. Писаренко Г.Я. Справочник по сопротивлению материалов. К.: Наукова думка, 1975. - 704 с.
10. Ковалев М.М., Козлов В.П. Плющильные аппараты льноуборочных машин (конструкция, теория и расчет): Монография. – Тверь: Тверское областное книжно-журнальное издательство, 2002. – 208 с.
11. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. - К.: УААН, 2002. – 374 с.
12. Ковалев Н.Г., Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). Учебное пособие. – М.: ИК «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998.- 208 с.
13. Ростовцев Р.А. Определение коэффициента трения стеблей льна о поверхность почвы // Достижения науки и техники АПК. – 2006. - №4. - С. 16-18.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис

Р.В. Комар, к.т.н., О.А. Колесник
Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя
І.Я. Воляк
Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного
університету

ПРО РОЗРАХУНКИ ДЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯ ГВИНТОВОЇ ОПОРИ ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОЇ ЛЕБІДКИ

Запропоновано методика розрахунку обертового моменту, який необхідний для встановлення піднімально-транспортної гвинтової лебідки на ґрунтову поверхню. Наведено конструкцію пристрою та графічні залежності сили тертя під час встановлення опори від фізико-механічних характеристик ґрунту та конструктивно-силових параметрів гвинтового елемента.

Постановка проблеми. Одним з напрямків розширення технологічних можливостей гвинтових пристроїв у промисловості є застосування спіральних робочих органів не лише для технологічних процесів транспортування, затиску, змішування, але й для забезпечення фіксації різного роду підйомно-транспортного обладнання при застосуванні його у польових умовах, а саме на відкритому ґрунті. Під час встановлення піднімально-транспортної гвинтової лебідки використовується фізична сила оператора з якою він діє на важіль та створює певний обертовий момент, що безпосередньо і забезпечує занурення гвинтової спіралі в ґрунт та фіксацію пристрою у вертикальному положенні. Відповідно існує необхідність визначення силових параметрів даного процесу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням теорії та практики визначення конструктивних та енергосилових параметрів спіралей присвячено багато праць [1, 2, 3]. Проте відповідно до технологічного призначення методика розрахунку кожної із конструкцій має свої характерні особливості і ряд питань залишається невирішеним.

Мета дослідження. Метою даної роботи є розробка інженерної методики розрахунку обертового моменту, який необхідний для встановлення піднімально-транспортної гвинтової лебідки на ґрунтову поверхню.

Результати дослідження. Розроблений підйомно-транспортний пристрій показано на рис. 1. В даному випадку за

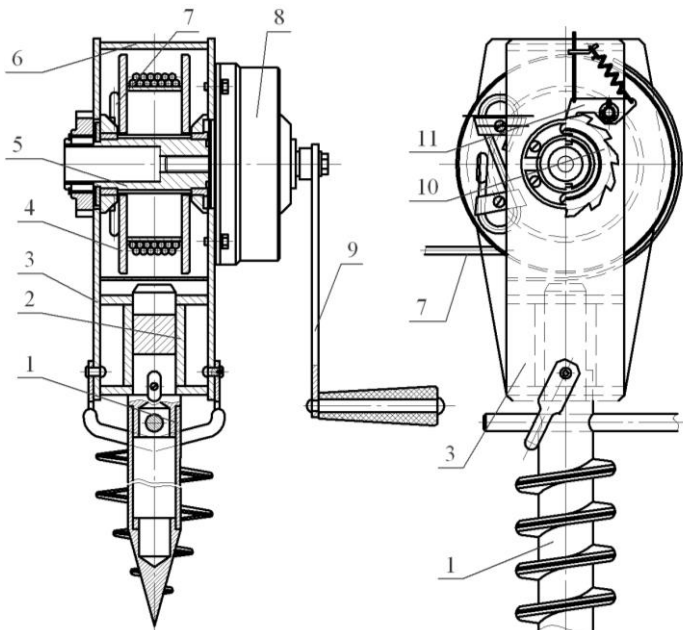


Рис. 1. Конструкція підйомно-транспортної гвинтової лебідки: 1 – гвинтова опора; 2 – втулка; 3 – стійка; 4 – приводний барабан; 5 – храпова втулка; 6 – верхня кришка; 7 – канат; 8 – корпус редуктора; 9 – ручка; 10 – храпове колесо; 11 – собачка

рахунок обертового руху гвинтового елемента з певною кутною швидкістю ω забезпечується поступальний рух всього механізму вниз із швидкістю v , за рахунок чого і відбувається проникнення лебідки в ґрунт та її наступна фіксація. Взаємозв'язок між цими кінематичними параметрами можна встановити на основі відношення кута проворотання гвинтового елемента φ до вертикального переміщення лебідки x за проворотання гвинтового елемента на 360:

$$x = \frac{\varphi \cdot P_z}{2\pi}, \quad (1)$$

де P_z – хід гвинтової лінії спіралі.

Продиференціювавши обидві частини рівності (1) за часом, отримаємо:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \frac{P_z}{2\pi},$$

$$v = \frac{\omega \cdot P_z}{2\pi}.$$
(2)

Для створення сили, яка б забезпечувала осьове переміщення механізму лебідки вниз, до гвинтового елемента потрібно прикласти обертовий момент T , значення якого повинне бути рівне сумі моментів сили тертя T_e на витках спіралі та сили тертя T_c на стержні гвинтового елемента

$$T = T_e + T_c. \quad (3)$$

Момент сили тертя на стержні гвинтового елемента можна визначити за аналогією з відомою методикою [4] на основі наведеної схеми (рис. 2).

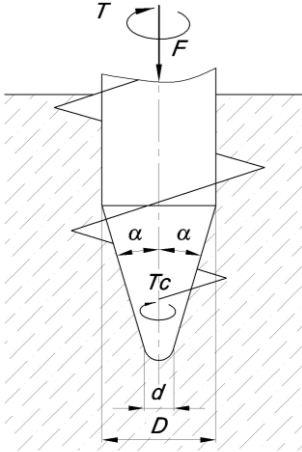


Рис. 2. Схема дії сил і моментів під час заглиблення спіралі в ґрунт

$$T_c = \frac{F \cdot f (D + d)}{4 \sin \alpha}, \quad (4)$$

де f – коефіцієнт тертя.

Для визначення моменту сил тертя на витках спіралі можна використати розрахункову схему, яка наведена на рис. 3. Згідно схеми нормальна до робочої поверхні спіралі сила F_n створює на витках спіралі, які взаємодіють із ґрунтом, силу тертя $F_e = F_n \cdot f$.

Складові нормалі $F_n \cdot \cos \rho$ та сила тертя F_e в сумі дають силу, вектор якої знаходиться у дотичній площині до середнього циліндра гвинтової поверхні.

Розклавши дану силу на дві взаємноперпендикулярні складові, а саме колову F_t і осьову F_a сили, можна записати їх взаємозалежність наступним чином

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 2T_e / D_c, \quad (5)$$

де ψ – кут підйому витка спіралі за його середнім діаметром; φ' – зведений кут тертя у зоні контакту «виток спіралі - ґрунт»; D_c – середній діаметр спіралі гвинтового елемента.

Значення зведеного кута тертя у зоні контакту «виток спіралі -

грунт» можна розрахувати за формулою:

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{F_e}{F_H \cdot \cos \rho} = \frac{f}{\cos \rho}, \quad (6)$$

де ρ – кут між площиною витка та вектором сили тertia на витку.

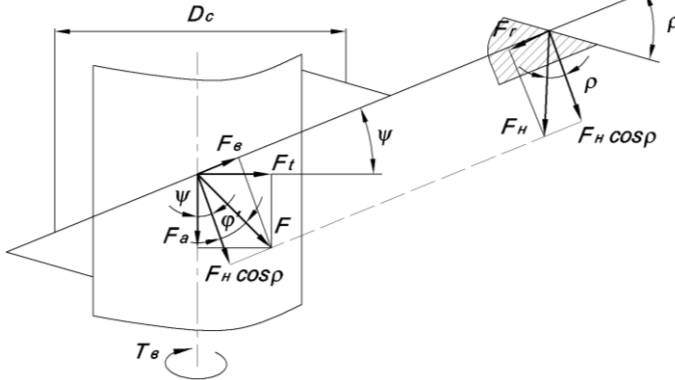


Рис.3. Розрахункова схема для визначення сил тertia у зоні контакту «виток спіралі - грунт»

Залежність для визначення моменту сили тertia в зоні контакту «виток спіралі - грунт» при проникненні гвинтового елемента в грунт можна представити у наступному вигляді:

$$T_e = 0,5 F_a D_c \operatorname{tg} (\psi + \varphi'). \quad (7)$$

Під час демонтажу залежність, що описує значення моменту тertia набуде вигляду:

$$T_e = 0,5 F_a D_c \operatorname{tg} (\varphi' - \psi). \quad (8)$$

Сумарний обертовий момент, який необхідно прикласти до рукоятки лебідки під час її встановлення в робочу позицію рівний:

$$T = \frac{F_a}{\cos (\psi + \varphi')} \left(\frac{f (D + d)}{4 \sin \alpha} + 0,5 D_c \sin (\psi + \varphi') \right). \quad (9)$$

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 4) можна встановити, що при стабільних силових зусиллях момент тertia збільшувався із збільшенням діаметральних розмірів спіралі, що пояснюється більшою площею контакту із грунтом, а під час збільшення кут підйому витка спіралі – зусилля зменшувались, що в свою чергу пояснюється збільшенням кута тertia.

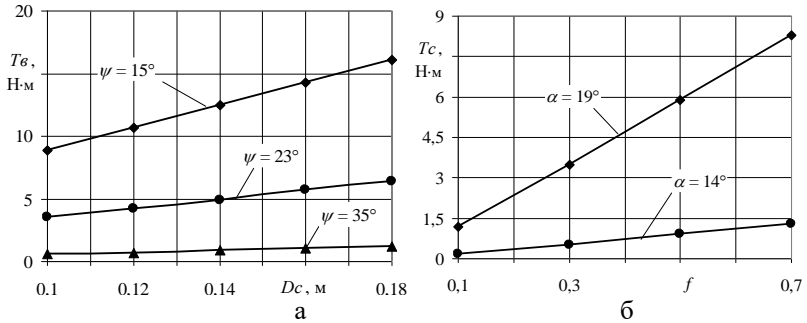


Рис.4. Залежності зусилля встановлення пристрою від:
 а) діаметральних розмірів спіралі; б) коефіцієнта тертя ґрунту по матеріалу спіралі

Висновки. На основі проведених теоретичних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Запропонована методика розрахунку обертового моменту, який необхідний для встановлення гвинтової опори піднімально-транспортної лебідки на ґрунтову поверхню, яка може мати практичне використання під час проектування подібних механізмів;

2. Визначальними факторами, що впливають на здатність гвинтової спіралі підйомно-транспортної лебідки під час монтажу проникати в ґрунт, окрім прикладеного зусилля, є: діаметральні розміри спіралі і стійки, кут підйому витка, кут конуса стійки та в'язкість ґрунту.

Література

1. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. – К.: Вища школа, 1993. – 414 с.
2. Александров М.П. Подйомно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1985. – 517 с.
3. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, А.В. Матвійчук. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.
4. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.

Рецензент д.т.н. проф. Б.М. Гевко

Р.В. Комар, к.т.н., О.Л. Ляшук, к.т.н., О.Л. Колесник
Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ОПОР ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ ЛЕБІДОК

Приведено методику розрахунку основних конструктивно-силових параметрів гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок. Розглянуті питання стійкості при стиску витих стрижнів, до яких відноситься гвинтова опора і виведено рівняння стійкості та критичної стискаючої сили.

Постановка проблеми. Гвинтові піднімально–транспортні лебідки широко використовують в землеробстві при вирубці хмелю, винограду, а також натягу ліній електро- та радіопередач.

Гвинтові опори зазнають значних навантажень під час проникнення в ґрунт при встановленні і роботі піднімально-транспортних лебідок. Відповідно виникає потреба вибору оптимальних значень конструктивно-силових параметрів гвинтового стержня під час проектування для того, щоб забезпечити стійкість і функціональну здатність пристрою.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням теорії та практики визначення конструктивних та енергосилових параметрів спіралей гвинтових робочих органів присвячено багато робіт [1, 2, 3, 4], проте аналогічні до розглядуваних проблем вони висвітлені у меншій кількості [5]. Загальні аспекти розрахунку валів, гвинтових поверхонь наведені у відповідній літературі [4], але відповідно до конструктивного виконання і технологічного призначення методика розрахунку та вибору основних конструктивно-силових параметрів кожної із конструкцій має свої характерні особливості.

Мета дослідження. Метою даної роботи є розробка інженерної методики вибору конструктивно-силових параметрів гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок і виведення аналітичних залежностей для їх визначення.

Робота виконувалася в рамках постанови Кабінету Міністрів України про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки “Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” на 2003-2007 роки.

Результати дослідження. Якщо розглядати гвинтову опору як стрижень, то під час проникнення в ґрунт вона зазнає дії поздовжніх

сил, напрям дії яких співпадає із дотичною на кінці цього стрижня. Якщо б наша гвинтова опора мала чітку фіксацію із протилежної сторони, як у випадку бурильних установок, то критичне значення стискаючої сили можна було б розрахувати за формулою Ейлера [5], в даному випадку втрата стійкості відбувається по-іншому. При досягненні критичного значення форма рівноваги стає нестійкою і опора переходить в стан коливання з необмежено зростаючими амплітудами. Внаслідок динамічного характеру процесу втрата стійкості залежить від розподілу мас за довжиною опори лебідки [6]. Оскільки основна маса пристрою знаходиться на одному із кінців опори, то при певному прогині опори на величину f поперечна сила інерції буде рівна

$$R = mf\ddot{f}. \quad (1)$$

Відповідно, згинний момент в поперечному перерізі опори буде рівний

$$M = EJv'' = P(f - v) - (P\varphi_l - R) \cdot (l - z), \quad (2)$$

де E – модуль пружності матеріалу опори; J – момент інерції поперечного перерізу опори; P – сила, що діє на опору у вертикальному положенні; v – прогин в поточному перерізі; φ_l – кут повороту кінцевого перерізу; l – лінійна довжина гвинтової опори; z – значення координати по відповідній осі.

Диференційне рівняння прогину в поперечному січненні буде мати вигляд:

$$v'' + av^2 = a^2 f - \left(a^2 \varphi_l - \frac{R}{EJ} \right) \cdot (l - z). \quad (3)$$

Проінтегрувавши дане рівняння по z і підпорядкувавши його граничним умовам на защемленому кінці опори отримаємо:

$$v = \frac{l}{a} \left(\varphi_l - \frac{R}{a^2 EJ} \right) \cdot (al \cos az - \sin az - al + az) + f(1 - \cos az). \quad (4)$$

На вільному кінці опори повинна виконуватись умова $v = f$; $v' = \varphi_l$, звідки випливає дві рівності:

$$\begin{aligned} \left(\varphi_l - \frac{R}{a^2 EJ} \right) \cdot (al \cos al - \sin al) - af \cos al &= 0; \\ \left(\varphi_l - \frac{R}{a^2 EJ} \right) \cdot (1 - al \sin al - \cos al) + af \sin al - \varphi_l &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Виключивши кут φ_l і підставивши вираз (1) для сили інерції, отримаємо основне диференціальне рівняння:

$$\ddot{f} + \omega^2 f = 0, \quad (6)$$

де ω – частота коливання.

$$\omega^2 = \frac{a^2 EJ}{m(\sin al - al \cos al)}. \quad (7)$$

Умова стійкості має вигляд:

$$\omega^2 > 0; \quad \sin al - al \cos al > 0. \quad (8)$$

Відповідно, критичне значення сили

$$P_{кр} = \frac{20,2 EJ}{l^2}. \quad (9)$$

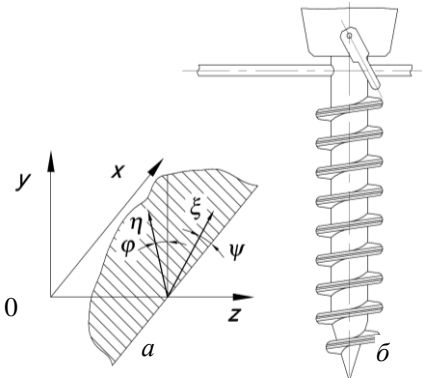


Рис. 1. Схема стиску гвинтової опори в прямокутній системі координат

Розглянемо стиск гвинтової опори в певній нерухомій прямокутній системі координат $x; y; z$ (рис.1), де вісь z зміщена із віссю гвинтової опори; ξ, η – головні центральні осі поперечного сечення.

Характеристикою закрученості гвинтової опори є величина радіуса гвинта r , значення якої рівне

$$r = \frac{d\psi}{dz},$$

(10)

причому дана величина в більшості випадків буде постійною по всій лінійній довжині опори

$$r = \frac{\psi}{l}, \quad (11)$$

де ψ – повний кут природної закрученості гвинтової опори.

Якщо основні згинні жорсткості поперечного сечення опори

$$B_x = EJ_x; \quad B_y = EJ_y, \quad (12)$$

є рівними між собою, то природня закрученість гвинтової опори не впливає на критичне значення стискаючої сили

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 B_x}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 B_y}{(\mu l)^2}. \quad (13)$$

В протилежному випадку природня закрученість гвинтової опори підвищує значення критичної стискаючої сили

$$P_{кр} = \chi \frac{\pi^2 B_y}{(\mu l)^3}, \quad (14)$$

де χ – поправочний коефіцієнт, рівний

$$\chi = \frac{2B_x}{B_x + B_y}. \quad (15)$$

На основі проведених теоретичних досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. Запропонована методика розрахунку конструктивно-силових параметрів гвинтової опори щодо забезпечення її стійкості при встановленні піднімально-транспортної лебідки в ґрунт може мати практичне використання під час проектування подібних механізмів. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів гвинтової опори.

2. Визначальними факторами, що впливають на стійкість гвинтової опори під час монтажу і роботи піднімально-транспортної лебідки є її лінійні розміри і природня закрученість (значення кута підйому гвинтової лінії), для визначення яких виведені аналітичні залежності.

Література

1. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Гибкие шнеки. – К.: Знание, 1967. – 245 с.
2. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. – М.: Машиностроение, 1982. – 223 с.
3. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, А.В. Матвійчик. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.
4. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
5. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
6. Пат. 20111 Україна. Піднімально – транспортна гвинтова лебідка. І.Б. Гевко, О.А. Колесник, В.О. Дзюра. Бюл. №1, 2007.

Рецензент д.т.н. проф. Б.М. Гевко

Л.Ю. Кокалюк, Р.В. Стасюк
Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СПІРАЛІ СУШАРКИ НАСІННЯ ТРАВ

У статті запропонована установка для дослідження процесу переміщення вороху насіння трав в сушильній камері сушарки. Наведені методика та результати експериментальних досліджень визначення параметрів спіралі барабанної сушарки.

Постановка проблеми. Найбільш трудо- та енергомісткими у насінництві є процеси збирання і особливо, післязбиральної обробітку врожаю. На них припадає 80% усіх затрат у галузі.

Широке впровадження стаціонарних технологій післязбирального обробітку вороху насіння трав стримується декількома причинами, в тому числі і нестачею високопродуктивних засобів для сушіння насінневого вороху. Усунути дану перепону можна, якщо застосовувати для сушіння вороху насіння трав високопродуктивні барабанні сушарки. Проте до теперішнього часу недостатніми є наявні конструктивні рішення, які б дозволяли здійснювати цей процес без зниження якісних показників матеріалу. Актуальним є розробка енергоощадних методів сушіння та засобів їх реалізації, які б забезпечували повне використання потенціалу сушильного агента. Окрім того, доцільним є перемішування матеріалу, що піддається обробітку, з метою інтенсифікації процесу сушіння.

Аналіз досліджень і публікацій. У напрямку дослідження процесів сушіння сільськогосподарських матеріалів, зокрема вороху насіння трав, та засобів їх реалізації можна виділити роботи Птіцина С.Д., Птіцина Л.В., Валушиса А.В., Чючюлка І.П. та інші [1,2,3,4,]. Однак вказані дослідження недостатньо відображають взаємозв'язок методів сушіння і засобів, які їх реалізують. Наявні у господарствах сушарки барабанного та інших типів мають ряд недоліків, які унеможливають застосування енергозберігаючих режимів післязбирального обробітку насіння трав.

Мета дослідження. З метою інтенсифікації процесу, ставиться задача у розробці засобу сушіння вороху насіння трав, який би забезпечував високий ступінь пористості матеріалу в процесі обробітку

та унеможлиблював формування злежаного шару вороху. Реалізувати дану задачу пропонується шляхом формування спіралеподібної перфорованої основи сушильної камери. Вибір та обґрунтування раціональних параметрів спіралі запропонованої барабанної сушарки є метою даного дослідження.

Результати дослідження. Вирішення поставлених задач здійснювалось шляхом теоретичного узагальнення вмічених у вітчизняній та іноземній літературі результатів досліджень, які стосуються галузі насінництва, а також проведенням експериментальних досліджень з використанням розроблених лабораторних установок.

Запропонована конструкція барабанної сушарки (рис. 1) містить сушильну камеру, що розміщена на рамі 1, вентилятор 2, електродвигун 3 та завантажувальний шнек 6.

Сушильна камера утворена циліндричним кожухом 4, який нерухомо закріплений на рамі 1. В нижній та верхній частинах циліндричного кожуха 4 передбачені перфоровані вставки 5 для підведення та відведення сушильного агента. В середині циліндричного кожуха 4 на приводному валу 6 розташовано сушильний барабан 7 циліндричної форми з горизонтальною віссю обертання. Поверхня сушильного барабана 7 перфорована, а боковини виконані неперфорованими. Одна з боковин містить отвір для встановлення вивантажувального пристрою 8, а протилежною їй боковиною сушильний барабан 7 прикріплений до приводного вала. Сушильний барабан 7 розташовано в циліндричному кожусі 4 таким чином, що через зазор між ними не проходить сипкий матеріал, а передбачені ущільнення запобігають проходженню сушильного агента між ними. В середині сушильного барабана 7 розташована перфорована поверхня 9, що скручена по спіралі та прикріплена до його боковин. Ширина перфорованої поверхні 9 рівна ширині сушильного барабана 7. Крім того, кінець останнього витка перфорованої поверхні 9 прикріплено до поверхні сушильного барабана 7. З внутрішньої сторони витків перфорована поверхня 9 обладнана полицями 10. У верхній частині циліндричного кожуха 4 зроблено завантажувальний отвір 11 для подачі сипкого матеріалу в сушильний барабан 7. До перфорованої вставки 5 у нижній частині циліндричного кожуха 4 приєднано дифузор 12, що сполучає вентилятор 2 з сушильною камерою. Вивантажувальний пристрій 8 сполучає вентилятор 2 з сушильною камерою. Вивантажувальний пристрій 8 утворений вивантажувальним шнеком 13, що розташований за межами сушильної камери в

циліндричному корпусі, а всередині сушильної камери під вивантажувальним шнеком 13 розташовано жолоб 14.

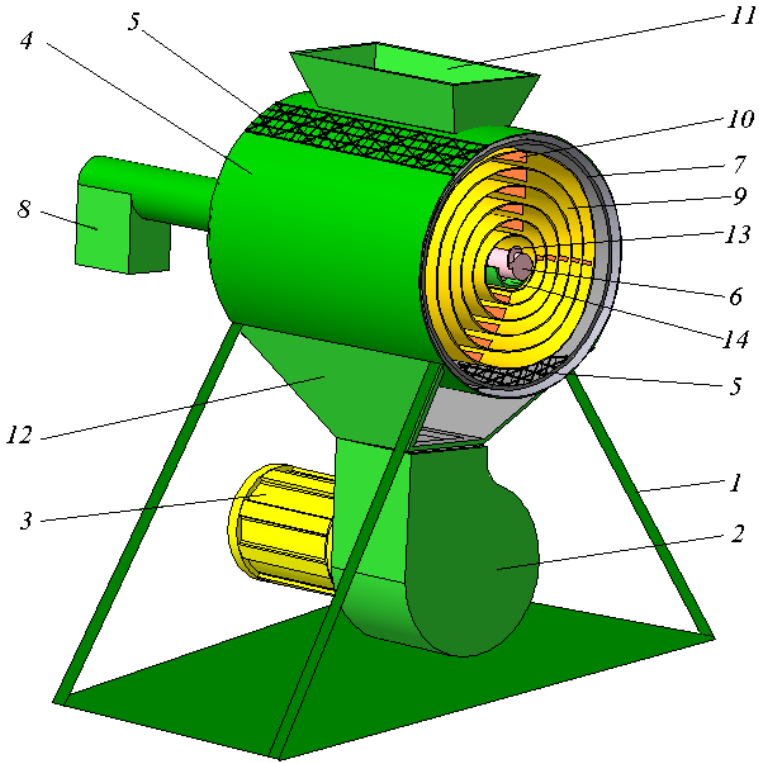


Рис. 1. Схема барабанної сушарки: 1 – рама; 2 – вентилятор; 3 – електрокалорифер; 4 – циліндричний кожух; 5 – перфоровані вставки; 6 – приводний вал; 7 – сушильний барабан; 8 – вивантажувальний пристрій; 9 – перфорована поверхня; 10 – полицка; 11 – завантажувальний отвір; 12 – дифузор; 13 – вивантажувальний шнек; 14 – жолоб

Складність процесу конвективного сушіння вороху насіння трав полягає у виборі раціональної висоти шару матеріалу, що піддається сушінню. В запропонованій сушарці висота шару матеріалу залежатиме від кроку спіралі, а час перебування в камері сушіння від частоти обертання барабана. Задля повного використання потенціалу сушильного агента необхідно оптимізувати час перебування

насінневого матеріалу в зоні сушіння, що в свою чергу залежить від характеру переміщення вороху перфорованою поверхнею сушильної камери. Окрім того, необхідно експериментально встановити раціональні розміри кроку спіралі, що забезпечує вільне переміщення матеріалу під час сушіння.

Дослідження параметрів спіралі проводили на лабораторній установці, що зображена на рис. 2.



Рис. 2. Лабораторна установка для дослідження параметрів спіралі барабанної сушарки

Досліди поводитися при трьохкратній повторюваності. Процес переміщення матеріалу в барабані фіксувався цифровим фотоапаратом із подальшим аналізом зображень.

При експериментальних дослідженнях використовували ворох насіння вівсяниці лучної та суміш вівсяниці та райграсу пасовищного, який отримували в полі під час збирання комбайном.

Дослідження проводили при чотирьох варіантах розміру кроку спіралі. За першим варіантом крок спіралі h становив 0,10 м, за другим – 0,07 м, за третім – 0,06 м і за четвертим – 0,05 м (рис. 3).

Дослідження проводилось при вологості вороху $W_i = 28\% \dots 35\%$. Маса порції вороху, що подавалась в барабан складала $m = 170 \dots 200 \text{ г}$. Швидкість обертання барабана визначалась шляхом підрахунку кількості здійснених обертів рукоятки за фіксований проміжок часу. Порція вороху при цьому піднімалася за кожний оберт на ярус вище.

У кожному варіанті ворох переміщався з ярусу на ярус і заторів не спостерігалось. Однак в першому і другому варіантах кроку

спіралі було нераціональне заповнення барабана. Заповненість барабана матеріалом становила 20-25%.

В третьому та четвертому варіантах матеріал формувался фактично у суцільний шар, але до виникнення заторів, які б перешкождали переміщенню матеріалу з яруса на ярус не спостерігалось.

Аналіз проведених експериментів показав, що частота обертання барабана не повинна перевищувати $n=10...15$ об/хв¹. В свою чергу, крок спіралі перфорованої поверхні, де утримується матеріал, що піддається сушінню, лежить в межах 0,05...0,07 м.

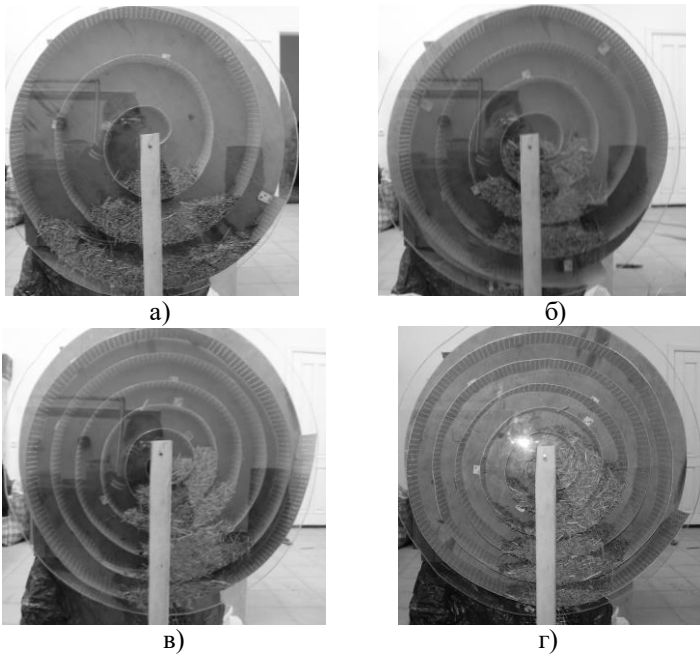


Рис. 3. Дослідження переміщення матеріалу при зміні кроку спіралі: а) $h=0,10$ м; б) $h=0,07$ м; в) $h=0,06$ см; г) $h=0,05$ см.

Висновок. Запропонована конструкція сушарки, яка усуває основні недоліки барабанних сушарок – неконтрольований час перебування матеріалу в зоні сушіння.

Окрім того, наявність спіралеподібної перфорованої основи дає можливість чітко контролювати час перебування матеріалу в зоні сушіння шляхом підбору частоти обертання спіралі, збільшити площу

контакту матеріалу із сушильним агентом, і тим самим підвищити ефективність використання його енергетичного потенціалу, інтенсифікувати процес сушіння шляхом забезпечення високого ступеня пористості шару матеріалу внаслідок його перемішування.

Конструкція сушарки та дає змогу розробляти і застосовувати енергозберігаючі методики сушіння вороху насіння трав. Забезпечити це можна шляхом підбору раціональних параметрів сушарки, зокрема кроку спіралі Архімеда та частоти обертання барабана.

Література

1. Жидко В.И. Лабораторный практикум по зерносушению. – М., 1983.
2. Спірін А.В. Обґрунтування технології і режимів процесу сушіння насінневого вороху люцерни. Автореф. дис... канд. тех. наук. - Глеваха, 1993. – 20 с.
3. Кршеминский В.С., Попов Н.Я. Сушка семян трав. – М.: Колос, 1984.
4. Патент №55455-С2 Україна, МПК F26В11/04. Сушарка / Кателевський М.П.; - №99126897; Заявл. 17.12.1999; Опубл. 16.07.2001.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358.02:633.52

Е.А. Налобина, к.т.н.

Луцкий государственный технический университет

С. В. Просолов

ГНУ ВНИПТИМЛ Россельхозакадемии

ВЛИЯНИЕ ШИРИНЫ ЗАХВАТА ТЕРЕБИЛЬНОЙ СЕКЦИИ НА ПОКАЗАТЕЛИ ВЫХОДА И КАЧЕСТВА ВОЛОКНИСТОЙ ПРОДУКЦИИ

Выход и качество волокнистой продукции, получаемой при переработке льнотресты, в значительной степени зависят от параметров ленты: растянутости стеблей в ней, равномерности расстила и др. Вместе с тем, растянутость стеблей в ленте во многом определяется шириной захвата теребильной секции. В работах [1, 2]

показано, что при уменьшении ширины захвата теребивной секции растянутость стеблей в ленте уменьшается. Однако характер изменения растянутости стеблей в ленте и влияние уменьшения ширины захвата теребивной секции на выход и качество длинного льноволокна ими не были исследованы.

Ниже излагаются проведенные нами исследования по этому вопросу.

Цель исследований: выявить, как влияет изменение ширины захвата теребивной секции на величину растянутости стеблей в ленте льна, а также на выход и качество длинного волокна.

Для проведения исследований в ГНУ ВНИПТИМЛ Россельхозакадемии была разработана и изготовлена фронтальная льнотеребилка с поперечными ленточно-дисковыми ручьями и изменяемой шириной захвата (рис.1) [3] ТЛ-1,9ПМ. В этой льнотеребилке при уменьшении ширины захвата путем поворота рамы аппарата на заданный угол β (рис. 1, б), одновременно происходит и уменьшение ширины захвата каждой теребивной секции.

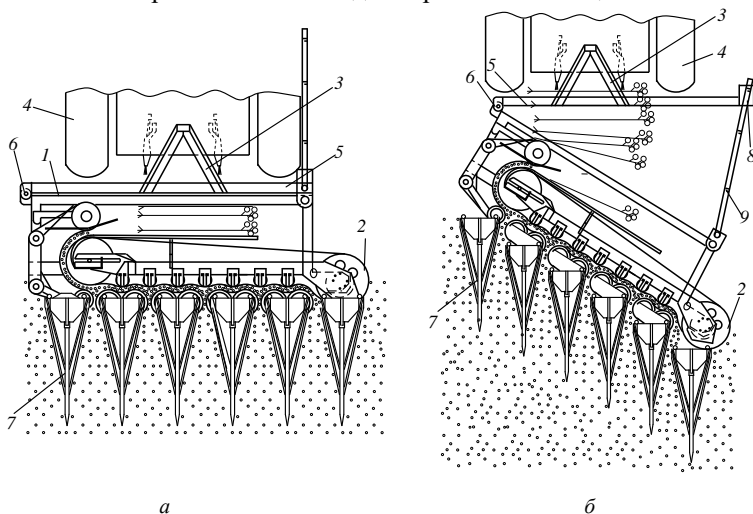


Рис. 1. Схема фронтальной льнотеребилки с поперечными ленточно-дисковыми ручьями и изменяемой шириной захвата при положении рамы теребивного аппарата: перпендикулярно направлению движения агрегата – (а) и под углом β к нему – (б).

Льнотеребилка содержит раму 1, с размещенным на ней теребивным аппаратом 2 и устройством 3 для навески льнотеребилки

на трактор 4. Рама 1 теребильного аппарата и основная рама 5 соединены посредством вертикального шарнира 6. Противоположные концы рам 1 и 5 связаны поворотным механизмом, с возможностью изменения положения рамы 1 теребильного аппарата относительно основной 5, с последующей фиксацией в заданном положении. Механизм поворота рамы 1 теребильного аппарата выполнен в виде направляющего поворотного в горизонтальной плоскости кронштейна 8 и тяги 9, одним концом шарнирно связанной с рамой 1, а противоположным – с кронштейном 8.

Исследования проводились на опытном поле ГНУ ВНИПТИМЛ 21 августа 2006 года на сорте льна “Алексим” в фазе ранней жёлтой спелости. Высота прямостоящего стеблестоя составляла 0,82 м; средняя густота стеблестоя - 1238 шт/м² при урожайности: льносоломы (при нормированной влажности 19%) 3,5 т/га; льносемян 0,35 т/га.

Для проведения эксперимента на опытном участке почва тщательно была выровнена почвообрабатывающими орудиями. Высота микронеровностей почвы на этом участке не превышала 0,002 м.

Уборку льна проводили агрегатом, состоящим из льнотеребилки и трактора Т – 25А1. Скорость агрегата 2,2 м/с; высота теребления 0,25 м.

В процессе работы изменение ширины захвата каждой теребильной секции достигалось путём установки рамы теребильного аппарата под соответствующим углом β к направлению движения агрегата. Угол β принимался: 0°; 22,5° и 45°. При угле $\beta = 0^\circ$ ширина захвата каждой теребильной секции составляла 0,38 м.

Показатели качества расстила лент льна определялись согласно методике МИС [4].

Для предотвращения смещения растений льна в разостланных льнотеребильным агрегатом учётных лентах их вручную прошивали двухсторонней прошивкой достаточно прочными нитями. После вылежки льносоломы в тресту учётные отрезки прошитых лент вручную сворачивали в рулоны и доставляли в лабораторию технологического анализа ГНУ ВНИИЛ [5], где рулоны разматывали вновь в ленту и ручным гребнем проводился очёс оставшихся на растениях семенных коробочек.

Технологическая и инструментальная оценка льносоломы и льнотресты была проведена в лаборатории технологического анализа по методике ГНУ ВНИИЛ [6] и действующих ГОСТов [7, 8, 9, 10]. После чего льнотреста была передана на переработку.

Оборудование для переработки льнотресты включало мялку МЛ–6А и трепальную машину ТЛ–40А, а также куделеприготовительный агрегат КЛ–2,5А.

Результаты исследований обрабатывались на персональном компьютере с использованием универсального статистического пакета STADIA [11].

В начале эксперимента были определены значения S_L растянутости ленты льна по СТО АИСТ 8.9 – 2004 [4] для трёх вариантов опытов: $\beta = 0^\circ$; $\beta = 22.5^\circ$; $\beta = 45^\circ$ и установлены основные параметры, характеризующие полученную информацию: средние значения, стандартное отклонение, характеристика формы распределения значений [11].

Была исследована также суммарная выборка значений растянутости разостланных учётных лент льна в трёх вариантах опыта объёмом 30 штук (по 10 измерений в каждом варианте эксперимента). По полученным данным построены гистограммы выборочного распределения значений растянутости ленты льна и кривые нормального распределения, показанные на рис.2.

Тест распределения значений растянутости ленты на нормальность, проведенный по критерию хи–квадрат (X^2), показал, что нулевая гипотеза может быть принята. В соответствии с этой гипотезой распределение не отличается от нормального для всех вариантов опыта.

Результаты инструментальной оценки качества льносолемы (таблица 1) показали, что уменьшение ширины захвата теребивильной секции оказало положительное влияние на такие важные показатели, как разрывная нагрузка и пригодность, которые возросли. Разрывная нагрузка льносолемы увеличилась с 10 до 16 дан, а пригодность – с 0,6 до 0,82 единиц; интерполированный номер льносолемы возрос с одной единицы до номера 1,41.

Это объясняется тем, что при уменьшении ширины захвата теребивильной секции, при одной и той же высоте теребления, зажим растений смещается в сторону их корневой части, где волокна в стебле меньше. В неповреждённой же части стебля волокна больше, что и приводит к увеличению его разрывной нагрузки. К увеличению разрывной нагрузки приводит также и уменьшение количества изломов стеблей.

Результаты переработки льнотресты, представленные в табл. 2, подтвердили улучшение технологических показателей выхода и качества волокнистой льнопродукции при уменьшении ширины захвата теребивильной секции.

Выход длинного волокна увеличился на 1,74%: с 16,76% (при $\beta = 0^\circ$) до 18,5% (при $\beta = 45^\circ$), а его номер возрос на 0,74 номера: с 9,0 до 9,74.

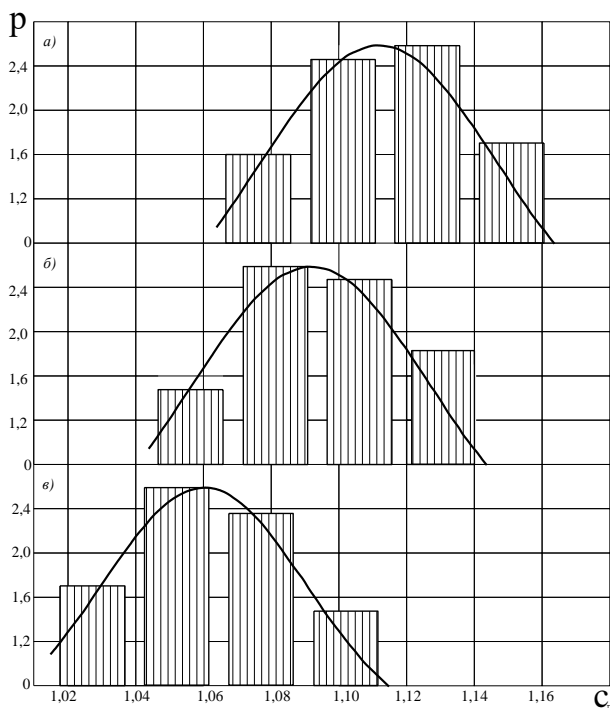


Рис.2. Гистограмма выборочного распределения растянутости $C_{л}$ ленты стеблей льна и кривые нормального распределения, при угле установки теребильного аппарата к направлению движения агрегата: а – $\beta = 0^\circ$, б – $\beta = 22,5^\circ$, в – $\beta = 45^\circ$; p – частота распределения значений

Таблица 1. Результаты инструментальной оценки качества льносоломы по ГОСТ 14897–69 “Солома льняная”.

Угол установки теребильного аппарата к направлению движения	Горстевая длина		Разрывная нагрузка		Содержание луба		Пригодность		Цвет (группа)	Сумма баллов (баллы)	Качество соломы (№)	
	см	балл	дан	балл	%	балл	ед	балл			по ГОСТ	интерполированный

агрегата, β°)												
0	67	29	10	11	36	53	0,60	0	III	93	1,00	1,00
22,5	68	29	12	13	36	53	0,75	6	III	104	1,00	1,18
45	73	31	16	17	37	54	0,82	9	III	111	1,125	1,41

Таблица 2. Результаты переработки льнотресты на волокно

Угол установки теребивного аппарата к направлению движения агрегата, β°	Повторность	Длинное волокно			Короткое волокно			Общее содержание волокнистых веществ (%)	Общие проценто-номера волокна (% · №)
		выход (%)	средний номер (№)	Процентномера (% · №)	выход (%)	средний номер	Процентномера (% · №)		
0	1	16,43							
	2	17,10							
	средние	16,76	9,00	150,84	14,99	3	44,97	31,75	195,8
22,5	1	17,24							
	2	17,85							
	средние	17,54	9,24	162,07	15,12	3	45,36	32,66	207,43
45	1	18,92							
	2	18,18							
	средние	18,50	9,74	170,94	14,14	3	42,42	32,64	212,83

Выводы.

1. Уменьшение ширины захвата теребивной секции приводит к уменьшению растянутости ленты стеблей льна.

2. Применение предложенной конструкции льнотеребилки с изменяющейся шириной захвата теребивных секций позволяет улучшить качество выполнения технологического процесса уборки льна.

3. Результаты переработки льнотресты из льняной соломки, полученной при уборке льна льнотеребилкой с уменьшенной шириной захвата теребивных секций, подтвердили улучшение технологических показателей выхода и качества волокнистой льнопродукции. Выход длинного волокна увеличился на с 16,76% (при $\beta=0^\circ$) до 18,5% (при $\beta=45^\circ$), а его номер возрос с 9,0 до 9,74.

Література

1. Писарчик А.В. Исследование и обоснование параметров льнотеребивного аппарата. Дис. ... канд. техн. наук. – Мн., 1969. – 190 с. – Библиограф.: С. 191-200.

2. Хайлис Г.А. Теория и расчет льноуборочных машин: Тр./Великолукский с.-х. институт. – Елгава, 1973. – Вып. XXVI. – 333 с.
3. Патент № 2321203 РФ, МПК А01D45/06. Льнотеребилка // М.М. Ковалев, Г.А. Хайлис, С.В. Просолов, Р.А. Ростовцев, Е.А. Налобина, М.М. Русакова №2006123820/12; заявл. 05.07.2007; опубл. 10.04.2008. Бюл. №10.
4. СТО АИСТ 8.9-2004. Стандарт организации. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для уборки льна. Методы оценки функциональных показателей. – 46 с.
5. МСХиП РФ. Методические рекомендации по определению качества сырья льна-долгунца. – М.: Центр научно-технической информации, пропаганды и рекламы, 1994. – 33 с.
6. Методические указания по проведению технологической оценки льносоломы и опытов по первичной обработке льна. - Торжок, 1972. – 58 с.
7. ГОСТ 14897-69. Солома льняная. – М.: Издательство стандартов, 1969. – 23 с.
8. ГОСТ 28285-89. Солома льняная. Требования при заготовках. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 22 с.
9. ГОСТ 24383-89. Треста льняная. Требования при заготовках. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 17 с.
10. ГОСТ 10330-76. Лён трепаный. Технические условия. – М.: Издательство стандартов, 1976. – 10 с.
11. Кулаичев А.П. Методы и средства комплексного анализа данных. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2006. – 512 с., ил.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

АНАЛІЗ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПЛАСТА ВОРОХУ КРИВОЛІНІЙНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ЛЕМЕША

У статті наведено результати аналізу переміщення пласта криволінійною поверхнею лемеша картоплекопача та обґрунтування вибору його раціональної робочої поверхні.

Постановка проблеми. У роторних картоплекопачах бульбоносний ґрунтовий масив взаємодіє з підкопувальними лемешами і передається на сепаруючий робочий орган. Відомо [1], що ґрунт залежно від наявності у ньому мулистої фракції і вологи може перебувати у трьох різних станах: твердому, рідкому і пластичному. Найбільші труднощі для сепарації вороху становить ґрунт. Його вміст у воросі залежить від стану ґрунту і виду підкопувальних робочих органів. Аналіз умов роботи лемеша показує, що він працює у важких умовах. При цьому в загальному технологічному процесі роботи лемеша картоплекопача припадає 70-80% близько від усіх енергозатрат [2]. В той же час за рахунок створення раціональної форми робочої поверхні лемеша можна досягти значного зниження енергозатрат агрегату і підвищити ефективність його роботи [3].

Тому виникає гостра необхідність встановити геометричні параметри лемешів, залежно від будови яких змінюється ступінь розпушення вороху.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Результати досліджень роботи підкопувальних робочих органів сільськогосподарських машин висвітлені у ряді праць [4]. На основі цих досліджень були одержані відповідні рішення щодо конструкції підкопувальних робочих органів із врахуванням умов роботи машин.

Метою дослідження є теоретичне визначення раціональної форми робочої поверхні лемешів із забезпеченням найменших енергозатрат машини.

Результати дослідження. Встановлено [4], що ефективне різання ґрунту з найменшим тяговим опором забезпечується при входженні лемеша у ґрунт із кутом нахилу 10...12°. Заглиблений під таким кутом леміш пронизує масив ґрунту і відділяє пласт від моноліту з мінімальними затратами тягового зусилля. Процес зрізання ґрунту картопленосною грядки здійснюється лемешами при їх пересуванні вздовж рядків за рахунок тяги трактора та передбаченого

загострення лицевої поверхні під кутом 30° . Загальна ріжуча фаска поширюється і на боковини лемеша напівеліпсної форми для зрізання ґрунту та рослинних залишків. Результати наших досліджень показали, що глибину ходу лемеша слід встановлювати більшою на 30 мм від глибини залягання плодів картоплі з метою зменшення втрат. Розпушення підкопаного пласта під час його переміщення поверхнею лемеша є складним явищем і результатом впливу поверхні лемеша на пласт, що переміщується ним, і сил тяжіння, які впливають на пласт. Це явище схематично зображено на рис. 1. На цій схемі лінії прогину $ABDEE_1$ відображають поверхню лемеша, а вектори V_M і V_{II} - це швидкість руху відповідно машини і пласта поверхнею лемеша.

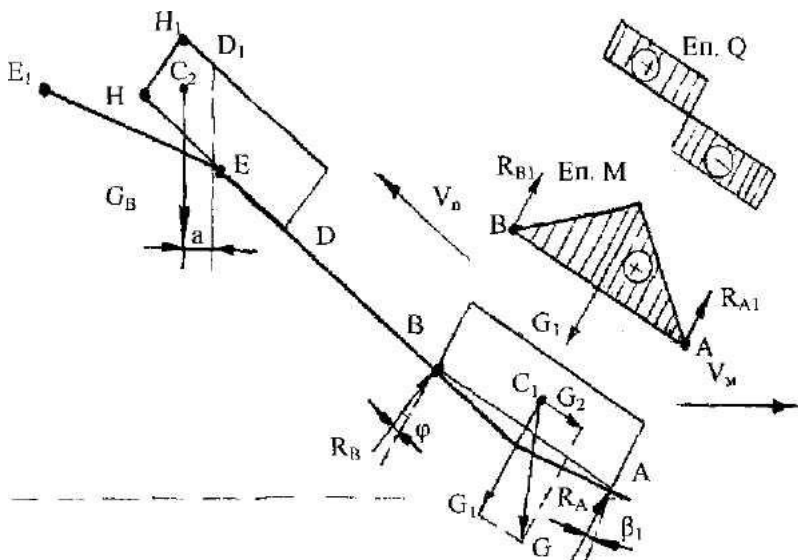


Рис. 1. Схема розпушення пласта під час його проходження через криволінійні профілі лемеша

Сила G діє вертикально вниз, а сили R_A і R_B відхилені від перпендикуляру до площини лемеша на кут тертя φ і діють вбік, протилежний до руху пласта лемешем.

Розкладемо силу G на складові G_1 перпендикулярно до лінії BA і G_2 уздовж лінії BA . Проекцію сили R_B на перпендикуляр до лінії BA позначимо R_{B1} , а проекцію сили R_A на перпендикуляр до лінії BA позначимо R_{A1} . Складові R_{B1} , G_1 і R_{A1} показано на схемі вище пласта BA . За цими даними на схемі (вище пласта BA) побудовані епюри згинаючих моментів M пласта. З епюр видно, що найбільш небезпечні

перерізи містяться у середині пласта, отже в цих перерізах і відбувається розрив пласта, що супроводжується його розпушенням.

Якщо пласт HD перебуває в положенні, коли на площину лемеша він спирається лише однією своєю частиною ED , а друга його частина HE висить у повітрі, на цю виступаючу (висячу) частину EHH_1D діє вертикально вниз сила ваги G_B , прикладена в точці C_2 , яка є центром мас цієї частини пласта.

Сила G_B діє на ворох на віддалі від точки E , де створюється згинальний момент, який дорівнює $G_B \cdot a$ і діє проти годинникової стрілки.

Під дією цього моменту ліва частина пласта буде згинатись. А тому, в зоні вздовж лінії D_1E може мати місце розрив пласта, внаслідок чого він буде розпушуватись.

На рис. 1 розпушення пласта розглянуто без урахування впливу на нього стінок еліпсоподібної частини лемеша. Але, якщо врахувати опуклість (рис. 2) і випуклість (рис. 3) поверхні лемеша, то відрізаний пласт переміщуючись вздовж поверхні лемеша зазнаватиме деформації стискання і розширення.

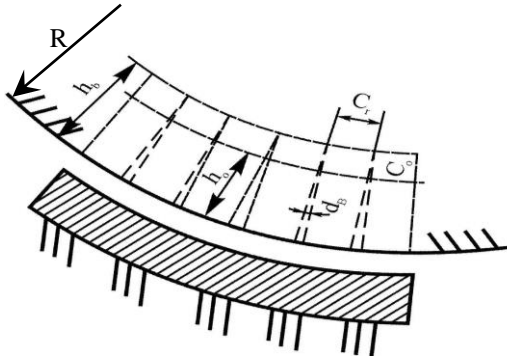


Рис. 2. Схема розриву пласта під час проходження першого прогину лемеша

Так, з рис. 2 видно, що нижній шар ґрунту рухаючись опуклою поверхнею розтягується, а верхній навпаки, стискується. В той же час переміщення пласта випуклою поверхнею (рис. 3), призводить до розтягу верхнього шару. Результати експериментальних досліджень показують, що товщина нейтрального шару становить тільки 10...15% від висоти пласта, а кут його розриву сягає 3...4°. Таким чином за рахунок зміни поверхні лемеша пласт піддається інтенсивному стисненню і розтягу, внаслідок чого підвищується ефективність його руйнування.

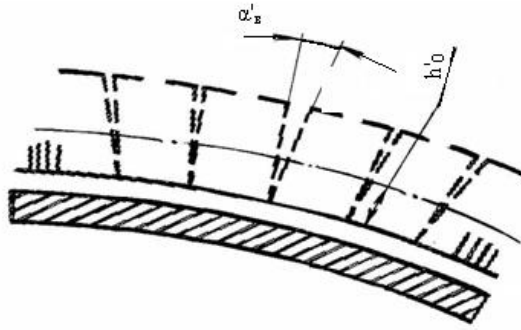


Рис. 3 Схема руйнування пласта при його проходженні другого прогину на лемеші

Варто зазначити, що розпушуюча здатність лемеша великою мірою забезпечується і формою бокових поверхонь. Якщо виконати кожну з бокових поверхонь подібно до культурної робочої поверхні полиці плуга, то якість розпушення вороху значно поліпшиться.

На основі аналізу переміщення пласта криволінійною поверхнею лемеша можна зробити такий **ВИСНОВОК**:

- а) найбільш раціональною поверхнею лемеша, яка забезпечує інтенсивне кришення пласта є леміш поверхня якого на початку виконана опуклою, а на кінці випуклою;
- б) поперечний переріз лемеша повинен мати форму еліпсоїда, який йде на звуження.

Література

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1984.-320 с.
2. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. - С. 328.
3. Пасаман Б.Ф., Гунько Ю.Л., Пасаман О.Б., Смолінський С.В. Теретичне дослідження руху бульби картоплі по поверхні робочого органа картоплекопача // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 13. - Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2005.-С. 147-152.
4. Синеоков Г.Н., Славин В.И. К вопросу работы рабочих органов картофелеуборочных машин // Труды Горьковского СХИ, 1967. –С. 164 – 107.

Рецензент д.т.н., проф. Дідух В.Ф.

Б.Ф. Пасаман, к.т.н, Ю.Л. Гунько, к.т.н., О.Б. Пасаман
Луцький державний технічний університет
С.В. Смолінський, к.т.н.
Національний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛОПАТЕЙ КАРТОПЛЕКОПАЧА З БУЛЬБОНОСНИМ ПЛАСТОМ

У статті наведені результати теоретичного дослідження ударної взаємодії лопатей ротора картоплекопача з бульбоносним пластом вороху, зокрема, аналітичні залежності визначення показників цієї взаємодії, а також графічна залежність швидкості кінцевої точки лопаті перед ударом від кутової швидкості лопаті та кута нахилу кінцевої частини лемеша.

Постановка проблеми. Роторні робочі органи картоплекопачів функціонують в умовах ударної взаємодії з підкопаним бульбоносним пластом вороху. Сила удару лопатей ротора по пласту, який містить бульби, повинна бути такою, щоб картоплини не пошкоджувались і переміщувались відносно поверхні лопаті до моменту їх відривання і здійснення польоту.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Процес взаємодії лопатей роторного картоплекопача з підкопаним лемешами ворохом значним чином впливає на ефективність роботи картоплезбиральної машини. Доповненням до попередніх досліджень [2, 3] має стати аналіз впливу ударної взаємодії на динамічні показники процесу знімання підкопаного вороху лопатями ротора.

Метою дослідження є теоретичне обґрунтування залежностей показників, які характеризують робочий процес лопатевого ротора, від ударної взаємодії лопатей з бульбоносним пластом.

Результати дослідження. Розглянемо ударну взаємодію лопатей ротора з бульбоносним пластом вороху (рис.1.). Після підкопування ворох рухається по поверхні лемеша і на кінцевій ділянці, яка нахилена під кутом α_l до горизонту, набуває швидкості \bar{V}_n . У разі сталого руху ротор обертається з постійною кутовою швидкістю ω навколо осі, яка проходить через т. O . Ротор складається з деякої кількості лопатей ротора L_R , які виконані із прутка діаметром d . Деяка лопать довжиною $OK=L_R$ у певному положенні ψ ударяється по елементах картопляного вороху. При цьому удар припадає в деякій точці E на віддалі $OE=L_R$ від осі обертання O . Колова швидкість цієї точки в обертальному русі $V_E = \omega \cdot L_R$.

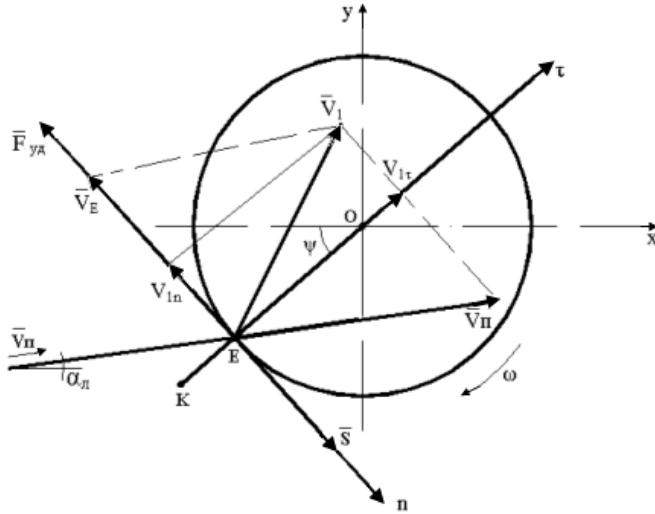


Рис. 1. Еквівалентна схема ударної взаємодії лопаті з частинкою вороху

Враховуючи поступальну швидкість ґрунтового елемента \bar{V}_n та колову швидкість обертального руху точки E навколо нерухомої осі \bar{V}_E , абсолютна швидкість точки E лопаті ротора до удару буде $\bar{V}_1 = \bar{V}_n + \bar{V}_E$.

Швидкість точки E після удару допустимо буде \bar{V}_2 . Ударний імпульс взаємодії лопатей з елементом вороху визначатиметься

$$\bar{S} = m(\bar{V}_2 - \bar{V}_1), \text{ або } m\bar{V}_2 - m\bar{V}_1 = \bar{S}, \quad (1)$$

де m – маса стержня лопатей. У першому наближенні можна записати

$$m = \frac{\pi}{4} \rho_b \cdot d_b^2 \cdot L_R, \quad (2)$$

де ρ_b – матеріал стержня лопатей.

Тоді сила удару, що діятиме протягом Δt , буде

$$\bar{F}_{yA} = \frac{d\bar{S}}{dt} \quad (3)$$

Вираз імпульсу в проекціях на нормальну і дотичну осі натурального тригранника матиме вигляд

$$\left. \begin{aligned} mV_{2n} - mV_{1n} &= S_n; \\ mV_{2\tau} - mV_{1\tau} &= S_\tau. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Застосовуючи теорему косинусів, визначимо швидкість точки E перед ударом

$$V_I = \sqrt{V_E^2 + V_{II}^2 - 2V_E V_{II} \cos(\bar{V}_E, \bar{V}_{II})} \quad (5)$$

де $\cos(\bar{V}_E, \bar{V}_{II})$ – направляючий косинус вектора колової швидкості точки E перед ударом \bar{V}_E до вектора швидкості подачі бульбоносного елемента \bar{V}_{II} . Згідно з еквівалентною схемою ударної взаємодії (рис.1.) впливає що

$$\cos(\bar{V}_E, \bar{V}_{II}) = \cos(90^\circ - \psi + \alpha_{II}) = \sin(\psi - \alpha_{II}) \quad (6)$$

Тоді

$$V_I = \sqrt{V_E^2 + V_{II}^2 - 2V_E V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II})}. \quad (7)$$

Проекції швидкості \bar{V}_I на нормальну і дотичну осі V_{In} і $V_{I\tau}$ визначатимуться з виразів:

$$V_{In} = V_I \cdot \cos(\bar{V}_E, \bar{V}_I), \quad (8)$$

$$V_{I\tau} = V_I \cdot \sin(\bar{V}_E, \bar{V}_I), \quad (9)$$

де $\cos(\bar{V}_E, \bar{V}_I)$, $\sin(\bar{V}_E, \bar{V}_I)$ – направляючі косинуси і синуси вектора \bar{V}_E до вектора абсолютної швидкості точки E ротора \bar{V}_I до удару.

З теореми синусів впливає

$$\begin{aligned} \sin(\bar{V}_E, \bar{V}_I) &= \frac{V_{II}}{V_I} \cdot \sin(\bar{V}_E, \bar{V}_I) = \frac{V_{II}}{V_I} \cos(\psi - \alpha_{II}) = \\ &= V_{II} \frac{\cos(\psi - \alpha_{II})}{\sqrt{V^2 L_E^2 + V_{II}^2 - 2\omega L_E V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II})}}. \end{aligned} \quad (10)$$

Тоді $V_{I\tau} = V_I \sin(\bar{V}_E, \bar{V}_I) = V_{II} \cos(\psi - \alpha_{II})$

$$\begin{aligned} V_{In} &= V_I \cos(\bar{V}_E, \bar{V}_I) = V_I \sqrt{1 - \sin^2(\bar{V}_E, \bar{V}_I)} = \\ &= \sqrt{V_I^2 - V_{II}^2 \cos^2(\psi - \alpha_{II})} = \omega L_E - V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II}). \end{aligned} \quad (11)$$

Проекції швидкості точки E на нормальну і дотичну осі запишуться

$$V_{2\tau} = V_2 \sin \xi, \quad V_{2n} = V_2 \cos \xi, \quad (12)$$

де ξ – кут між вектором абсолютної швидкості точки E після удару \bar{V}_2 і нормаллю \bar{n} .

$$V_2 = V_I \cdot K, \quad (13)$$

де K – коефіцієнт відновлення швидкості після удару. З урахування зазначеного вище

$$V_{2\tau} = V_I K \sin \zeta = K \sin \zeta \sqrt{\omega^2 L_E^2 + V_{II}^2 - 2\omega L_E V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II})}. \quad (14)$$

З іншого боку, можемо також записати, що

$$V_{2\tau} = V_{I\tau} = V_n \cos(\psi - \alpha_{II}),$$

оскільки $S_\tau = 0$, а тому $mV_{2\tau} - mV_{I\tau} = 0$.

Прирівнявши попередні два вирази $V_{2\tau}$, отримаємо значення направляючого синуса кута ζ між вектором швидкості \bar{V}_2 і нормаллю \bar{n} :

$$\sin \zeta = \frac{V_{II} \cos(\psi - \alpha_{II})}{K \cdot \sqrt{\omega^2 L_E^2 + V_{II}^2 - 2\omega L_E V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II})}}. \quad (15)$$

Виходячи з тригонометричного виразу

$$\cos \zeta = \sqrt{1 - \sin^2 \zeta}, \quad (16)$$

визначимо значення направляючого косинуса $\cos \zeta$:

$$\cos \zeta = \sqrt{1 - \frac{V_n^2 \cos^2(\psi - \alpha_{II})}{K^2 V_I^2}} = \frac{I}{KV_I} \cdot \sqrt{K^2 V_I^2 - V_n^2 \cos^2(\psi - \alpha_{II})} \quad (17)$$

при $V_I = \sqrt{\omega^2 L_E^2 + V_{II}^2 - 2\omega L_E V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II})}$.

Тоді

$$\begin{aligned} V_{2n} &= V_I K \cdot \frac{I}{KV_I} \cdot \sqrt{K^2 V_I^2 - V_n^2 \cos^2(\psi - \alpha_{II})} = \sqrt{K^2 V_I^2 - V_n^2 \cos^2(\psi - \alpha_{II})} = \\ &= \sqrt{K^2 \omega^2 L_E^2 + (K^2 - \cos^2(\psi - \alpha_{II})) V_{II}^2 - 2\omega L_E V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II}) K^2}, \quad (18) \end{aligned}$$

звідки різниця проєкцій абсолютних швидкостей точки Е після \bar{V}_2 і перед ударом \bar{V}_I на нормальну вісь $V_{2n} - V_{In}$ дорівнюватиме:

$$\begin{aligned} V_{2n} - V_{In} &= \sqrt{K^2 \omega^2 L_E^2 + V_{II}^2 (K^2 - \cos^2(\psi - \alpha_{II})) - 2\omega L_E V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II})} - \\ &\quad - \omega L_E + V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II}). \quad (19) \end{aligned}$$

Проекція сили удару стрижня ротора $\bar{F}_{y\Delta}$ на дотичну вісь $\bar{\tau}$ дорівнюватиме $F_{y\Delta\tau} = 0$. Тому

$$F_{y\Delta} = F_{y\Delta n}, \quad (20)$$

а отже,

$$\begin{aligned} F_{y\Delta} &= m \cdot \frac{d}{dt} \left[\sqrt{K^2 \omega^2 L_E^2 + V_{II}^2 (K^2 - \cos^2(\psi - \alpha_{II})) - 2\omega L_E V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II})} - \right. \\ &\quad \left. - \omega L_E + V_{II} + V_{II} \sin(\psi - \alpha_{II}) \right]. \quad (21) \end{aligned}$$

За результатами теоретичних досліджень графік залежності швидкості кінцевої точки лопаті від кутової швидкості ω і кута нахилу кінцевої частини лемеша α матиме вигляд, як показано на рис. 2.

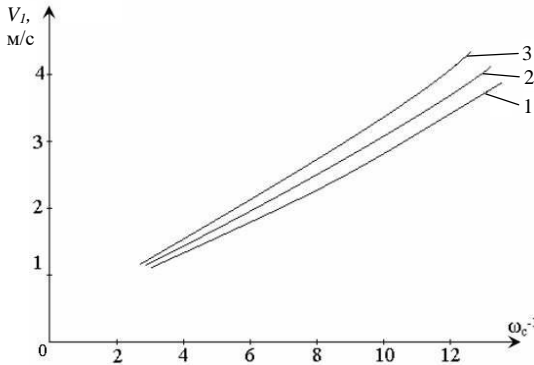


Рис.2. Залежність швидкості кінцевої точки лопаті перед ударом V_l від кутової швидкості лопаті ω і кута нахилу кінцевої частини лемеша α_l : 1 - $\alpha_l=10^\circ$; 2 - $\alpha_l=20^\circ$; 3 - $\alpha_l=30^\circ$

Висновок. Наведений вище теоретичний аналіз ударної взаємодії лопатей роторного робочого органа картоплекопача з бульбоносним пластом дозволив одержати аналітичні залежності для визначення основних динамічних показників, які визначають раціональні режими роботи картоплезбиральної машини.

Література

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1984.-320 с.
2. Шведик М.С., Гунько Ю.Л., Пасаман Б.Ф. Результати теоретичних досліджень процесу передачі порції пласта з лемеша на ротор картоплекопача // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник за напрямом "Інженерна механіка". Випуск 8. – Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2001. - С.264-269.
3. Гунько Ю.Л., Пасаман Б.Ф. Результати досліджень роботи роторного картоплекопача // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 10- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002.-С. 30-33.
4. Пасаман Б.Ф., Гунько Ю.Л., Пасаман О.Б., Смолінський С.В. Теретичне дослідження руху бульби картоплі по поверхні робочого органа картоплекопача // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 13- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2005.-С. 147-152.

Рецензент д.т.н. проф. В.Ф. Дідух

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СУШИЛЬНОГО АГЕНТА ТА КАЧАНІВ КУКУРУДЗИ НА ТРИВАЛІСТЬ СУШІННЯ

У статті наведено результати повнофакторного експерименту (ПФЕ⁴) з визначення впливу різних факторів на тривалість сушіння качанів кукурудзи.

Постановка проблеми. Сушіння зерна кукурудзи в качанах є тривалим та енергомістким процесом. Дослідження процесу сушіння качанів кукурудзи потрібно проводити, враховуючи параметри сушильного агента, геометричні розміри окремих складників, з яких формується шар матеріалу та їх складну біохімічну будову.

Тому вивчення та визначення впливу факторів, які суттєво впливають на тривалість процесу сушіння качанів кукурудзи, є актуальним завданням для післязбирального обробітку кукурудзи.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Такі дослідження проводились з метою встановлення технологічних параметрів процесу сушіння матеріалів у нерухомому товстому шарі. Проведені дослідження впливу параметрів сушильного агента на тривалість сушіння качанів кукурудзи [1, 2, 3, 4, 5]. Проведені за кордоном і в нашій країні дослідження протитечійного методу сушіння дають підставу вважати його використання основним при сушінні різноманітних сільськогосподарських матеріалів.

Проте дослідження застосування даного методу при сушінні зерна кукурудзи в качанах із врахуванням геометричних розмірів не проводились

Мета дослідження. Визначити за допомогою повнофакторного дослідження параметри сушильного агента та качанів кукурудзи, які істотно впливають на тривалість сушіння.

Результати дослідження. Досліджуваними факторами при проведенні експерименту були: вологість качанів кукурудзи, довжина частинок качанів кукурудзи, температура сушильного агента та швидкість подачі сушильного агента. Фактори та рівні варіювання вказані в табл.1.

Таблиця 1. Фактори і рівні варіювання

	Фактори			
	Матеріал		Сушильний агент	
	Початкова вологість, %	Величина частинки, см	Температура, °C	Швидкість, м/с
Верхній(+1)	35	24	35	1,5
Середній (0)	30	15	45	1,0
Нижній (-1)	25	6	55	0,5
Інтервал варіювання	5	9	10	0,5

Зобразимо очікувану функцію відгуку у вигляді рівняння регресії:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2. \quad (1)$$

Коефіцієнти регресії можна визначити за наступними формулами:

$$b_0 = \frac{1}{n_0} \sum_{u=1}^{n_0} y_{ou}; \quad (2)$$

$$b_i = \frac{1}{I2} \sum_{j=1}^{j_i} X_{ij} \cdot y_j; \quad (2)$$

$$b_{ij} = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^{N_i} X_{ij} \cdot X_{ej} \cdot y_j; \quad (3)$$

$$b_{ii} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^{N_i} X_{ij}^2 y_j - \frac{1}{48} \sum_{i=1}^{K_n} \sum_{j=1}^{N_i} X_i^2 y_i - \frac{1}{6} \sum y_{oy}, \quad (4)$$

де n_0 - кількість дослідів в центрі плану; u - номер паралельного дослідів в центрі плану; y_{ou} - значення функції відгуку в n -му досліді; j - номер дослідів в матриці планування; N_i - кількість дослідів в матриці планування; i, j - номери факторів; X_i, X_{ej} - натуральні значення факторів; y_j - значення функції відгуку в j -му досліді; K_n - кількість факторів.

Використовуючи матрицю планування, розраховуємо коефіцієнти та підставляємо їх в лінійне рівняння регресії тривалості сушіння качанів кукурудзи:

$$y = 21,762 + 2,647x_1 + 3,567x_2 - 1,042x_3 - 0,461x_4 - 0,783x_1x_4 + 0,725x_2x_3 - 1,159x_1^2 - 1,713x_2^2 - 0,6x_3^2 - 0,613x_4^2 \quad (5)$$

де x_1 - кодоване значення вологості качанів кукурудзи; x_2 - кодоване значення довжини качанів кукурудзи; x_3 - кодоване значення

температури сушильного агента; x_4 – кодоване значення швидкості сушильного агента.

Відтворюваність дослідів перевіряли за допомогою критерію Кохрена. Табличне значення критерію Кохрена для довірчої ймовірності $P_\alpha=0,97$ і числа ступенів вільності $f=2$ становить 0,293, а розрахункове значення 0,277. Оскільки $G_p < G_{табл}$, то проведені досліді відтворювані.

Адекватність отриманого рівняння регресії (5) перевіряли за допомогою критерію Фішера F_ϕ . Розрахункове значення критерію Фішера F_ϕ становило $F_\phi=17,092$ при дисперсії неадекватності $S_{неад}=1,729$ і дисперсії відтворюваності $S_y=0,101$.

Значення критерію Фішера F_ϕ при прийнятому 5%-му рівні значущості, вибране з таблиці згідно з [6], складало:

$$F_\phi = (0,05; f_2; f_1) = 19,44 ,$$

де f_2 – число ступенів вільності дисперсії неадекватності ($f_2=12$); f_1 – число ступенів вільності дисперсії відтворюваності ($f_1=2$).

Оскільки $F_\phi = 17,092 < F_\phi = (0,05; f_2; f_1) = 19,44$, то отримана модель адекватна.

Значущість коефіцієнтів рівняння регресії оцінювались за допомогою критерію Ст'юдента.

Критерій Ст'юдента при прийнятому 5%-му рівні значущості та числі ступенів вільності дисперсії відтворюваності $f_1=2$ склав $t(0,05;2)=4,3$ [6].

Довірчі інтервали коефіцієнтів рівняння регресії становили:

$$\Delta b_0 = 0,789 ; \quad \Delta b_j = 0,395 ; \quad \Delta b_{j_r} = 0,684 ; \quad \Delta b_{ij} = 0,592$$

Остаточню рівняння із факторами в натуральному вигляді запишеться:

$$\begin{aligned} \tau_c = & 21,762 + 0,2647(W - 30) + 0,396(l - 15) - 1,1042(T - 45) - \\ & - 0,922(V - 1) - 0,157(W - 30)(V - 1) + 0,008(l - 15)(T - 45) - \\ & - 0,116(W - 30)^2 - 0,021(l - 15)^2 - 0,006(T - 45)^2 - 2,452(V - 1)^2 . \end{aligned} \quad (6)$$

За отриманим рівнянням регресії (6) побудовано поверхні відгуку та їх двомірні січення.

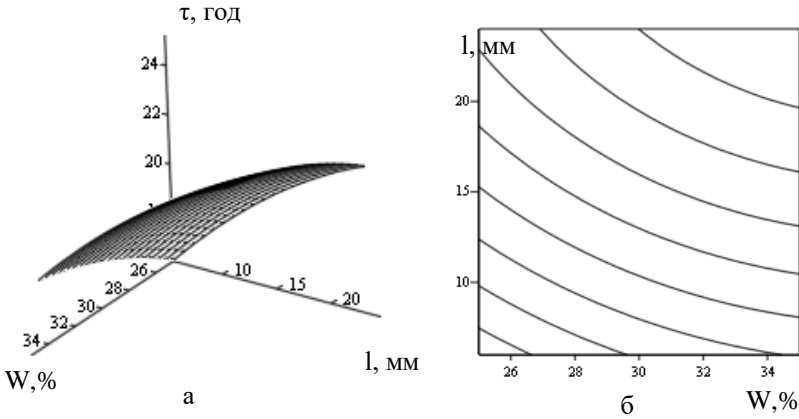


Рис. 1. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз (б) поверхні відгуку залежності $\tau=f(W,l)$ при температурі сушильного агента $T=45^{\circ}\text{C}$ та швидкості $v=1$ м/с

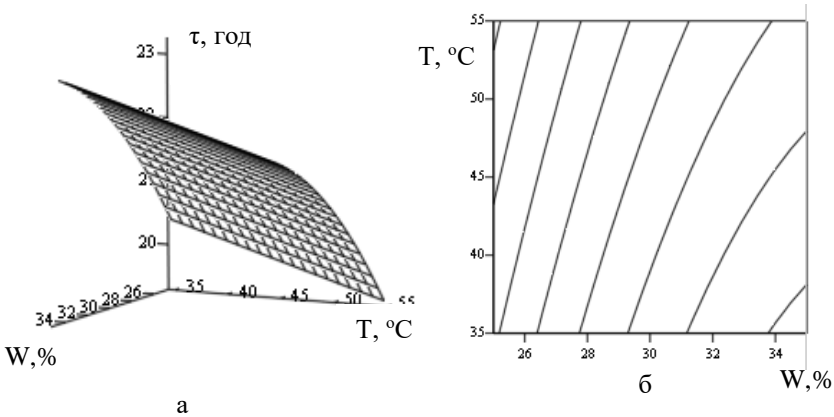


Рис. 2. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз (б) поверхні відгуку залежності $\tau=f(W,l)$ при довжині качанів $l=15$ мм та швидкості повітряного потоку $v=1$ м/с

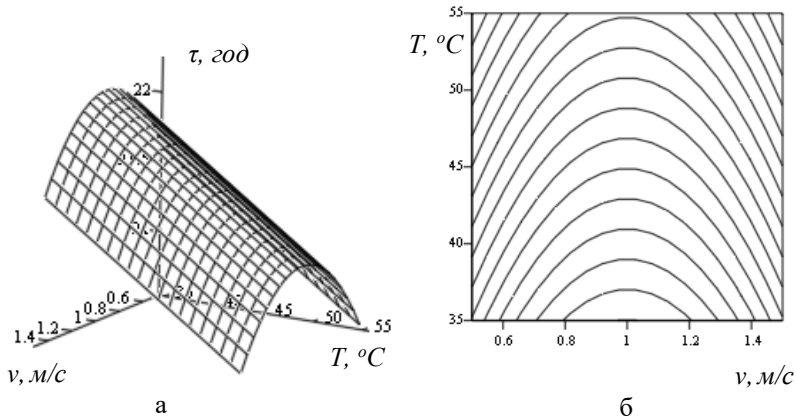


Рис. 3. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) поверхні відгуку залежності $\tau=f(W,l)$ при довжині качанів $l=15$ мм та вологості $W=30\%$

Висновок. Проведений повнофакторний експеримент дозволив визначити, що всі фактори, які розглядаються, мають суттєвий вплив на тривалість сушіння качанів кукурудзи, про що свідчать відповідні коефіцієнти, але найбільш визначальним є початкова вологість матеріалу.

Література

1. Голик М.Г. Хранение и обработка початков и зерна кукурузы. – М.: Колос, 1968. –331 с.
2. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів. – Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2002. –165 с.
3. Кирицький С.Р. Математическое моделирование энергоэкономичного процесса сушки початков кукурузы // Зб. наук. праць. Т. X. – К.: Видавництво НАУ, 2001. – С. 227-238.
4. Сулейменов Н. Энергосберегающий способ сушки кукурузы в початках. Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.01. - М.:1990.
5. Уколов В.С. Сушка кукурузы.- М.: Колос, 1964.
6. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. – Київ: НМК ВО, 1992-318 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

Л.М. Поліщук, Н.О. Толстушко
Луцький державний технічний університет
Г.С. Нагорняк, к.т.н.
Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя

АНАЛІЗ РОБОТИ ЗАТИСНОГО ТРАНСПОРТЕРА СТЕБЛОВОЇ СТРІЧКИ ЛЬОНУ

У статті наведено результати аналізу затискних транспортерів льонозбиральних машин. Відмічаються переваги і недоліки затискних транспортерів, а також рекомендації для вибору найбільш оптимальної конструкції.

Постановка проблеми. Затискні транспортери являються важливими робочими органами льонозбиральних машин. Їх задача полягає в тому, щоб затиснути стебла льону під час відокремлення їх від насінневих коробочок шляхом очісування чи плющення. Транспортери бувають різної конструкції, а вибір конструкції залежить від призначення машини, її продуктивності та інших факторів. Важливою вимогою затискного транспортера являється те, що при підніманні чи опусканні притискного ролика, положення інших роликів не повинно змінюватися.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що робота транспортерів досліджена багатьма авторами [1, 2, 3, 4, 5], але питання впливу переміщення притискного ролика на сусідні ролики мало досліджене. Даному питанню і присвячується ця стаття.

Мета дослідження – проаналізувати затискні транспортери льонозбиральних машин.

Результати дослідження. Затискні транспортери застосовуються в льонокомбайнах для затиску стебел і в льономолотарках для затиску снопів під час відокремлення насінневих коробочок від стебел. Такі транспортери досліджені багатьма авторами [1, 2, 3, 4, 5], але умова затягування стебел і снопів в них вивчені мало. Нижче приводиться аналіз процесу захвату і затягування стебел та снопів в транспортери.

Схеми вхідних ділянок транспортерів льонокомбайнів і льономолотарок приводяться на рис. 1, а, б, в, г, д, е. В льонокомбайнах захватується тонкий шар стебел, тому верхні і нижні паси притиснені один до одного в самому початку зони затиску стебел, що називається рівчаком. В льономолотарках захватується снопи

значного діаметру і для їх захвату верхній і нижній шків з пасами в зоні захвату відведені один від одного так, що утворюють гирло рівчака.

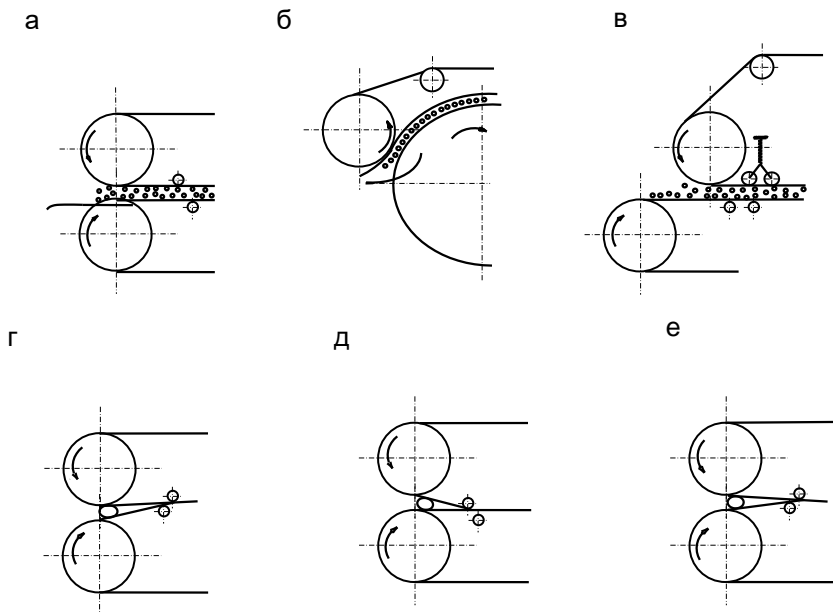


Рис. 1. Схеми вхідних ділянок затискних транспортерів льонозбиральних машин: а – осі верхнього і нижнього шківів знаходяться у вертикальній площині; б – рівчак криволінійний, а подача стебел здійснюється під кутом; в – нижній шків зміщений відносно верхнього; г, д, е – верхні і нижні шківви відведені один від одного для пропуску снопів

На рис. 1, а зображено ділянку транспортера, у якого осі верхнього і нижнього шківів знаходяться у вертикальній площині. Конструктивно можливо, щоб верхні і нижні шківви знаходились один над другим. В цьому випадку на рівні нижнього шківви встановлюються прутки, на яких стебла поступають в рівчак. Такі ж прутки встановлюються в стрічково-дисковому затискному транспортері, який зображений на рис. 1, б. Вхідна частина такого транспортера утворюється диском більшого діаметра і шківвом незначного діаметра, на який одягнено пас. На рис. 1, в зображено ділянку стрічково-роликкового затискного транспортера з прямим рівчаком. В цій

конструкції вісь нижнього шківів зміщена вліво відносно осі верхнього шківів і стебла поступають на верхню площину нижнього паса, після чого вони затягуються в ривчак.

Схеми вхідних ділянок транспортерів для затягування і затиску снопів представлені на рис. 1, г, д, і е. Гирло ривчака в даних транспортерах утворюється верхнім і нижнім шківом з пасами, що розташовані один над другим і відведені один від одного; це дозволяє снопу ввійти в зону захвату. Кути нахилу віток пасів у вхідних ділянках транспортерів можуть бути різними, що видно на схемах, зображених на рис. 1, г, д, і е.

Нами поставлено завдання в затискному транспортері льонозбирального комбайна шляхом зміни його конструкції забезпечити новий технічний результат, який полягає в зменшенні додаткового тиску притискних роликів на нескінчені паси та стебла.

В багатьох конструкціях піднімання і опускання притискних роликів має місце на невелику величину. В затискних транспортерах з двома роликами при підйомі одного ролика вгору, інший притискний ролик опускається вниз.

Транспортери бувають однопасові з обгумованим диском і двохпасові. Перший тип має назву стрічково-дискового затискного транспортера, а другий називається стрічково-роликовим затискним транспортером.

Стрічково-роликовий затискний транспортер льонокомбайна містить раму, дві спарені пасові передачі, між якими утворюється затискний ривчак, ведучі і ведені натяжні шківів, систему опорних роликів і каретки з притискними роликами, штоками і пружинами причому тиск роликів на паси здійснюється з допомогою пружин, що діють на штоки, які можуть переміщатися в направляючих разом з їхніми основами і роликами [патент на винахід України №17908, кл. А01 D45/06, 1993р.]. Основним недоліком цього затискного транспортера являється складність конструкції через наявність великого числа притискних роликів зі штоками, каретками і пружинами. В результаті затиску транспортером стебловій стрічці льону виникає додаткове пошкодження стебел в місцях їх надлишкового затиску.

Затискний транспортер льонозбирального комбайна, що містить раму, два нескінчені паси, два ведучі і ведені шківів, опорні і притискні ролики, а також пластинчасті пружини, нижні кінці яких тиснуть на каретку з двома притискними роликами [патент на винахід України №37395, кл. А01 D45/06, 2001р.]. Недоліком такого

затискного транспортера є додаткове пошкодження стебел льону затискним транспортером.

Нами розроблений транспортер, в якому піднімання і опускання одного ролика не впливає на піднімання і опускання інших роликів. Це дозволяє уникнути при затиску затискним транспортером стрічки льону додаткового пошкодження та відходу в плутанину.

Висновки. Із викладеного вище можна зробити висновок, що розроблений нами затискний транспортер стеблової стрічки льону дає можливість підйому роликів вгору і опускання вниз без впливу на положення інших роликів.

Наведені результати аналізу показали шляхи вдосконалення конструкцій затискних транспортерів льонозбиральних машин.

Література

1. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 212-218.

2. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – Киев: Изд-во УСХА, 1992. – С. 198-205.

3. Болотов И.Н., Козырева А.А., Кондрашук П.К. и др. Комплексная механизация льноводства. - Л. – М.: Изд-во сельскохозяйственной литературы, 1962. – С. 155-158.

4. Налобіна О.О. До визначення довжини зони притискання пасів роликами затискного транспортера // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.3.-Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛДТУ, 1997. - С. 87-92.

5. Хайлис Г.А., Звир В.М. Об условиях затягивания стеблей в ручьи зажимных транспортеров льноуборочных машин // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.5.-Луцьк: Ред. – вид відділ ЛДТУ, 1997. - С. 278-286.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

О.В. Приймак, к.т.н., А.П. Русинчук
Луцький державний технічний університет

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ У АКУМУЛЯТОРАХ ТЕПЛОТИ

Запропоновано математичні описи теплових процесів, що відбуваються в акумуляторах теплоти – елементах енергозберігаючих систем гарячого водопостачання, які використовують вторинні енергетичні ресурси відпрацьованої гарячої води і технологічної пари. Розглядається тепломасообмін вода-вода, водяна пара-вода для ефективних конструкцій тепломасообмінників акумуляторів теплоти.

Постановка проблеми. Енергозбереження – пріоритетний фактор стратегії енергетичного розвитку України. Невід’ємною структурою енергетичної галузі є системи гарячого водопостачання (СГВ) підприємств легкої, харчової, переробної, сільськогосподарської промисловостей, житлово-комунального сектору та інших. В даний час СГВ споживають близько 10 % паливно-енергетичних ресурсів країни. З іншого боку енергетичний коефіцієнт корисної дії таких систем найменший (близько 8%). Тому є досить актуальними наукові дослідження для створення і впровадження ефективних енергозберігаючих СГВ в галузях економіки.

Акумулятор теплоти (АТ) – невід’ємний елемент енергозберігаючих СГВ, який виконує наступні основні функції: зберігає теплову енергію з тим, щоб віддати її споживачу при необхідності пізніше; зменшує встановлену теплову потужність теплогенеруючого обладнання; згладжує перепади (провали) між кількістю теплоти, що споживається та виробляється.

В запропонованих енергозберігаючих СГВ [1] використовуються бак-акумулятор пари вторинного кипіння та теплообмінник-акумулятор нагрітої води. Тому важливими є теоретичні дослідження теплової потужності вказаних акумуляторів теплоти для різних режимів роботи СГВ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Процесам тепломасообміну в АТ присвячено ряд робіт [2, 3] на основі поверхневих теплообмінників, вищих температурних умов роботи (більше 100 °С) та режимів роботи СГВ.

Мета дослідження. Математичне моделювання теплових процесів у АТ, в конструкції яких використовуються теплообмінники

поверхневого та контактного типів при різних напрямках руху і фізичних властивостях теплоносіїв (вода-вода, водяна пара-вода) енергозберігаючих СГВ, з метою пошуку шляхів інтенсифікації тепломасообміну, підвищення теплової ефективності, вдосконалення конструкції та для методики інженерних розрахунків.

Результати дослідження. Запропонована конструкція АТ енергозберігаючих СГВ складається з теплоізованого резервуара для зберігання акумулюючого середовища (робочого тіла), води, суміші води і водяної пари, теплообмінників, пристроїв для зарядки і розрядки та допоміжного обладнання. Така акумулююча система характеризується способами, коли тепла енергія для зарядки акумулятора відбирається від джерела теплоти, трансформується (при необхідності) в необхідний вид теплової енергії і віддається споживачу. На рис. 1 показано процес теплового акумулювання з використанням бака-акумулятора.

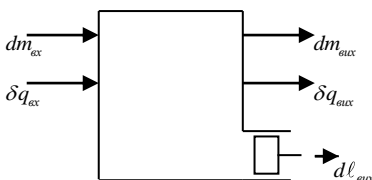


Рис. 1. Енергетичний баланс акумулятора

Баланс енергії для даного процесу акумулювання в загальному вигляді може бути описаний наступним рівнянням:

$$\Delta E_{ex} - \Delta E_{vix} = \Delta E_{ak}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

де ΔE_{ex} - підведена енергія, Вт; ΔE_{vix} - відведена енергія, Вт; ΔE_{ak} - акумульована енергія, Вт.

Застосовуючи перший закон термодинаміки для даної відкритої системи отримаємо основне рівняння акумулювання енергії в диференційній формі:

$$\begin{aligned} & (u + pv + gH + \omega^2 / 2)_{ex} dm_{ex} + \delta Q - \\ & - (u + pv + gH + \omega^2 / 2)_{vix} dm_{vix} - \\ & - \delta L = d \left[(u + gH + \omega^2 / 2)_{ak} m_{ak} \right], \end{aligned} \quad (2)$$

де m_{ak} - маса акумулюючого середовища, кг; u - питома внутрішня енергія (відраховання від довільного нульового рівня), Дж/кг; p -

тиск, Па; v - питомий об'єм, м³/кг; g - прискорення вільного падіння, м/с²; H - висота (відрахування від довільного нульового рівня), м; ω - швидкість протікання, м/с; δQ - теплота, підведена до системи, Дж; δL - робота системи, що не залежить від переносу маси, Дж.

Дослідження загального рівняння (2) вказує на те, що акумулювання енергії може здійснюватись за рахунок зміни: а) питомої внутрішньої енергії; б) питомої потенціальної енергії; в) питомої кінетичної енергії; г) маси робочого тіла. До акумулювання теплоти як правило відносять випадки а і б, коли температура робочого тіла (питома внутрішня енергія) вища, ніж температура навколишнього середовища.

В даній статті визначення теплового акумулювання розповсюджується і на випадок зміни маси системи (робочого тіла) при низькій питомій внутрішній енергії, коли енергія акумулюючого середовища висока за рахунок її фізичного стану. Наприклад, акумулювання стиснутого газу (повітря) здатне зберігати значну кількість енергії навіть, коли газ має температуру навколишнього середовища. Тоді його внутрішньою енергією нехтують. Очевидно, що така система акумулювання використовується тільки для накопичення механічної енергії, тоді як акумулювання теплоти, що відповідає випадку а дозволяє отримати теплову та механічну енергії.

Якщо накопичення кінетичної і потенціальної енергій виключаються, а робота обмежена нерухомими поверхнями стінок акумулятора, то

$$\delta L = p_{ак} dV_{ак}, \quad (3)$$

де $V_{ак}$ - об'єм акумулятора, м³; $p_{ак}$ - тиск в акумуляторі, Па.

З урахуванням (3) рівняння (2) для акумулятора теплоти буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} (u + pv)_{ex} dm_{ex} + \delta Q - (u + pv)_{вих} dm_{вих} = \\ = d(um)_{ак} + p_{ак} dV_{ак}. \end{aligned} \quad (4)$$

Підставивши визначення ентальпії $h = u + pv$ у попередній вираз, матимемо:

$$h_{ex} dm_{ex} + \delta Q - h_{вих} dm_{вих} = d(um)_{ак} + p_{ак} dV_{ак}, \quad (5)$$

відповідно баланс мас акумулюючого середовища:

$$dm_{ex} - dm_{вих} = dm_{ак}. \quad (6)$$

Процеси зарядки і розрядки АТ в загальному випадку описуються рівняннями (4), (5), (6). В простих випадках можливі

аналітичні розв'язки даних рівнянь. В складних – можуть бути отримані розв'язки числовими методами (особливо для процесів розрядки).

Відповідно з прийнятими вище визначеннями і висновками проведено класифікацію АТ.

1. За акумулюючим і теплообмінним середовищами.

1.1. Пряме акумулювання, коли акумулюючим і теплообмінним середовищем є одне і теж робоче тіло (тверде, рідке, газоподібне, двофазне).

1.2. Непряме акумулювання, коли теплота акумулюється шляхом передачі теплоти через нерухому стінку або шляхом масообміну гарячого теплоносія з акумулюючим середовищем (процес може відбуватись з фазовим переходом або без нього).

1.3. Напівпряме акумулювання, коли процес акумулювання відбувається як у випадку 1.2 за виключенням того, що акумулююча ємність переважає над ємністю теплообмінного середовища (наприклад, акумулювання гарячого повітря з допомогою твердої насадки).

1.4. Сорбційне акумулювання, коли використовується здатність деяких акумулюючих середовищ абсорбувати гази з виділенням теплоти (розрядка) і десорбувати гази з поглинанням теплоти (зарядка).

2. За масою акумулюючого середовища.

2.1. Стала маса ($dm_{ак} = 0$) – як правило, для непрямого акумулювання, але може мати місце і для прямого, якщо частина маси акумулюючого середовища повністю повертається (заміщується) в акумулятор (видавлююче акумулювання).

2.2. Змінна маса ($dm_{ак} \neq 0$) – для випадків прямого акумулювання.

3. За об'ємом акумулятора.

3.1. Сталий об'єм ($dV_{ак} = 0$), коли не змінюється об'єм конструкції акумулятора (об'єм середовища).

3.2. Змінний об'єм ($dV_{ак} \neq 0$), коли акумулювання відбувається при атмосферному тиску або із спеціальним компресійним обладнанням.

4. За тиском в акумуляторі.

4.1. Сталий тиск ($dp_{ак} = 0$).

4.2. Змінний тиск ($dp_{ак} \neq 0$).

5. За часом акумулювання.

5.1. Годинні, коли зарядка і розрядка відбуваються протягом години.

5.2. Добові, коли зарядка і розрядка відбуваються протягом доби.

5.3. Сезонні, коли зарядка і розрядка відбуваються протягом тижня, місяця, сезону (наприклад, опалювального).

5.4. Річні, коли зарядка і розрядка відбуваються протягом року.

В енергозберігаючих СГВ акумулюючим середовищем, майже в усіх випадках, є система вода-вода або вода-водяна пара. Рідина може займати весь об'єм бака-акумулятора або його переважну частину. На рис. 2. приведено схему уніфікованого акумулятора для вказаних СГВ.

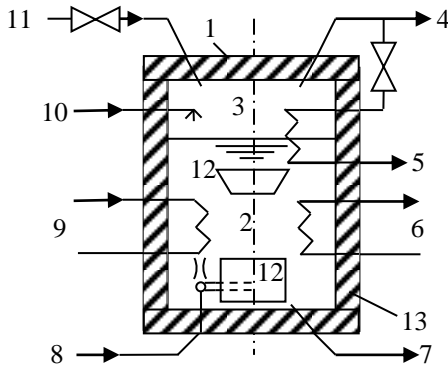


Рис. 2. Уніфікований АТ для енергозберігаючих СГВ: 1 - бак-акумулятор; 2- об'єм води; 3- об'єм пари; 4- розрядка насиченою парою; 5- розрядка перегрітою парою; 6- теплообмінник розрядки водою; 7- розрядка гарячою водою; 8- зарядка парою; 9- теплообмінник зарядки водою; 10- зарядка гарячою водою; 11- зарядка перегрітою парою; 12- внутрішнє обладнання; 13- теплова ізоляція

На рис. 2. показано АТ із всіма можливими типами зарядного і розрядного обладнання. Зарядка АТ може відбуватись з подачею гарячої води через трубопровід 10. Вода в АТ може бути нагріта до насичення за рахунок конденсації пари, що поступає через зарядний трубопровід 11, підводом теплоти з гарячою водою через теплообмінник 9 або продувкою струменями пари через трубопровід 8. Внутрішній пристрій 12 запобігає розшаруванню гарячої і води, що

нагрівається. Розрядка може відбуватись відбором насиченої пари через трубопровід 4, перегрітої пари через дроселюючий вентиль трубопроводом 5. Розрядка водою може здійснюватись через теплообмінник 6 та розрядний трубопровід 7. В процесі зарядки і розрядки АТ відбувається зміна тиску робочого тіла, зміна фазового стану (конденсація випаровування). Об'єм АТ в основному визначається кількістю теплоти, що акумулюється.

Розглянемо різні варіанти акумулювання теплоти згідно запропонованих схем СГВ [1].

Акумулювання при змінному тиску в АТ. Резервуар АТ – теплоізолюваний бак під тиском, 75-95% об'єму, якого заповнено водою, і відповідно, 5-25% заповнено водяною парою. Зарядка, як правило, здійснюється продувкою насиченої або перегрітої відпрацьованої пари, дещо вищого тиску, через воду. Внаслідок цього під дією ежекції і масових сил виникає циркуляція води. Зарядка також можлива через відповідний теплообмінник парою або гарячою водою з вищою температурою. Розрядка АТ супроводжується значним пониженням тиску (зарядка відповідним підвищенням). До переваг такої системи акумулювання відносяться порівняно низькі капіталовкладення, пряме живлення і зарядка парою та водою. Можливість застосування акумуляторів таких типів в енергозберігаючих СГВ пов'язані з розробкою нових технологій виготовлення резервуарів під тиском, нових ефективних теплообмінників і відповідно нових гідравлічних схем.

Зарядка, розрядка та акумулювання теплоти в загальному випадку описується рівнянням енергетичного балансу (5). В процесі розрядки такого АТ $dm_{ex} = 0$ і $dV_{ак} = 0$. Для насиченої пари рівняння (5) буде мати вигляд

$$-h''_{cp} \Delta m_{вих} + \Delta Q = \Delta(u_{ак} m_{ак}), \quad (7)$$

де h''_{cp} - середня ентальпія початкової і кінцевої водяної пари, Дж/кг.

Рівняння балансу мас (6) для цього випадку матиме наступний вигляд

$$\Delta m_{вих} = \Delta m_{ак} = m_{ак.к} - m_{ак.н} \quad (8)$$

де $m_{ак.к}$, $m_{ак.н}$ - відповідно маси кінцевої та початкової водяної пари, кг.

Коли не можна нехтувати зміною об'єму пари ($dV_{ак} \neq 0$), наприклад, при високих тисках, в рівнянні (7) необхідно враховувати масові долі внутрішніх енергій води u' і водяної пари u'' . Тоді,

$$u_{ак} = u'(m'/m_{ак}) + u''(m''/m_{ак}). \quad (9)$$

Рівняння балансів об'ємів і мас, відповідно, матимуть наступний вигляд:

$$V_{ак} / m_{ак} = v' m' / m_{ак} + v'' m'' / m_{ак}, \quad (10)$$

$$m_{ак} = m' + m''. \quad (11)$$

Необхідно визначати вміст води в акумулюючому середовищі і пари відповідно за наступними формулами:

$$m' / m_{ак} = 1 - m'' / m_{ак}, \quad (12)$$

$$m'' / m_{ак} = (V_{ак} / m_{ак} - v') / (v'' - v'). \quad (13)$$

Тоді рівняння (9) матиме наступний вигляд:

$$u_{ак} = u' + (V_{ак} / m_{ак} - v')(u'' - u') / (v'' - v'). \quad (14)$$

Якщо внутрішня енергія суміші пари з водою (робочого тіла АТ), тоді

$$j_{ак} = u' - v'(u'' - u') / (v'' - v'), \quad (15)$$

то рівняння (14) перетвориться в наступне

$$u_{ак} = j_{ак} + (V_{ак} / m_{ак})(u'' - u') / (v'' - v'), \quad (16)$$

а рівняння акумулювання прийме вигляд,

$$h'' \Delta m_{вих} = (j_{ак} m_{ак})_n - (j_{ак} m_{ак})_к + \\ + V_{ак} \left[\left(\frac{u'' - u'}{v'' - v'} \right)_n - \left(\frac{u'' - u'}{v'' - v'} \right)_к \right] + \Delta Q; \quad (17)$$

або з врахуванням рівняння балансу мас (8),

$$(h''_{сп} - j_{ак.к}) \Delta m_{вих} = (j_{ак.н} - j_{ак.к})(m_{ак})_н + \\ + V_{ак} \left[\left(\frac{u'' - u'}{v'' - v'} \right)_н - \left(\frac{u'' - u'}{v'' - v'} \right)_к \right] + \Delta Q = a + b + c; \quad (18)$$

де $a = (j_{ак.н} - j_{ак.к})(m_{ак})_н$ - багаточлен, який враховує зміну кількості енергії в акумулюючому резервуарі з урахуванням в ньому об'єму пари;

$b = V_{ак} \left[\left(\frac{u'' - u'}{v'' - v'} \right)_н - \left(\frac{u'' - u'}{v'' - v'} \right)_к \right]$ - багаточлен, який враховує

закумульовану енергію (з урахуванням об'єму пари); $c = \Delta Q$ - багаточлен, який описує підведену теплоту, наприклад, шляхом акумулювання її в стінках резервуара або через додаткові теплообмінники поверхні з урахуванням теплових втрат через стінки.

В загальному випадку для рухомих середовищ замість внутрішньої енергії u використовується ентальпія h і враховуючи рівняння ентальпії $h = u + pv$, теплоти пароутворення або конденсації $r = h'' - h'$ і різниці питомих об'ємів $\omega = v'' - v'$ отримаємо,

$$\frac{u'' - u'}{v'' - v'} = \frac{(h'' - h') - p(v'' - v')}{v'' - v'} = \frac{r}{\omega} - p, \quad (19)$$

$$j_{ак} = [u' - v'(u'' - u')/\omega]_{ак} = (p' - v'r/\omega)_{ак}. \quad (20)$$

Тоді рівняння акумулювання теплоти (18) можна переписати в кінцевому вигляді,

$$\begin{aligned} (h''_{cp} - j_{ак.к}) \Delta m_{вих} &= (j_{ак.н} - j_{ак.к}) m_{ак.н} + \\ + V_{ак} [(r/\omega)_n - (r/\omega)_к - (p_n - p_к)] + \Delta Q &= a + b + c. \end{aligned} \quad (21)$$

Виконуючи тепловий розрахунок АТ з допомогою даного рівняння акумулювання теплоти для випадку зміни стану від “н” (початковий стан) до “к” (кінцевий стан) припускається малий приріст тиску p акумулюючого середовища і оцінюється вихід його маси при розрядці $\Delta m_{вих}$. Для наступного кроку $m_{ак.н}$ зменшується на $\Delta m_{вих}$.

Акумулювання теплоти з розширенням. Різновидність акумулятора цього типу аналогічне акумулятору із змінним тиском. Розрядка в такому акумуляторі відбувається через трубопровід в нижній частині резервуара. Якщо розрядний клапан відкритий, то гаряча вода під тиском виходить із резервуара трубопроводом 7 (рис. 2.), при цьому об'єм водяної пари збільшується. Утворюється додаткова кількість пари за рахунок випаровування невеликої частини води, що дещо знижує тиск. Зарядка АТ відбувається подачею гарячої води під тиском, яка в початковий період дещо випаровується, далі ця пара стискається і пізніше частково конденсується. Не дивлячись на деякі енергетичні втрати при змішуванні пари і води може виявитись, що ефективніше проводити зарядку при сталому тиску одночасно гарячою водою через трубопровід 10 і паром через трубопровід 11.

Рівняння (18) може бути використане і для оцінки акумулювання теплоти з розширенням, але в даному випадку ентальпія потоку маси розрядки – це ентальпія насиченої води h'_{cp} , а не насиченої пари h''_{cp} . Цей тип акумулювання описується рівнянням,

$$(h'_{cp} - j_{ак.к}) \Delta m_{вих} = (j_{ак.н} - j_{ак.к}) m_{ак.н} +$$

$$+V_{ак} \left[\left(\frac{u''-u'}{v''-v'} \right)_n - \left(\frac{u''-u'}{v''-v'} \right)_к \right] + \Delta Q. \quad (22)$$

Непряме акумулювання теплоти із змінним тиском.

Акумулююче середовище із сталими масою і об'ємом знаходиться в закритому резервуарі під тиском. Зарядка і розрядка здійснюється шляхом підводу або відводу теплоти, відповідно, через теплообмінники 9 і 6 (рис. 2) внаслідок нагріву і охолодження акумулюючого середовища. Якщо таким середовищем є вода і водяна пара, які знаходяться в стані теплової рівноваги, то може бути використане рівняння (18) при $m_{ак.н} = m_{ак} = const$ і $\Delta m_{вих} = 0$. Рівняння для кількості теплоти розрядки буде наступним

$$\Delta Q_{вих} = m_{ак} / (j_{ак.н} - j_{ак.к}) + \\ +V_{ак} \left[\left(\frac{u''-u'}{v''-v'} \right)_n - \left(\frac{u''-u'}{v''-v'} \right)_к \right] + \Delta Q. \quad (23)$$

Висновок. Запропоновані математичні описи теплових процесів, що відбуваються в АТ з використанням вторинних енергетичних ресурсів відпрацьованої гарячої води і технологічної водяної пари, дозволяють виконати теплові розрахунки і розробити конструкцію акумуляторів в схемах [1] енергозберігаючих СГВ.

Література

1. Малкін Е.С., Приймак О.В., Фуртат І.Е. Ефективне використання вторинної технологічної пари в системах гарячого водопостачання підприємств // Сільськогосподарські машини. Зб.наук.ст. Вип.13. – Луцьк: Ред.-вид. відділу ЛДТУ, 2005. – 131 с.
2. Харченко Н.В., Приймак А.В., Махмудов Р. Расчет гелиосистем теплоснабжения с аккумулятором тепла фазового перехода. – Тезисы доклада 2-ой Всесоюзной конференции по возобновляемым источникам энергии / - Ереван: Черноголовка, 1985. – с. 52.
3. Гекман Г., Гилли П. Тепловое аккумулялирование энергии: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 272 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358

ОПРЕДЕЛЕНИЕ И АНАЛИЗ НЕКОТОРЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СТЕБЛЕЙ ЛЬНА-ДОЛГУНЦА

Постановка проблемы. Научно-обоснованное совершенствование и создание новых технических средств для механизации процессов в растениеводстве, и в частности в льноводстве, требует глубокого изучения растительных объектов. Применительно к льну-долгунцу изучение физико-механических свойств этой культуры нужно для получения данных, используемых при расчетах параметров и режимов работы машин для возделывания и уборки. Эти свойства характеризуются совокупностью показателей, учитывающих строение растения, его сопротивление воздействию на него нагрузкам, поведение при различных деформациях и разрушении, содержание влаги, трение о рабочие поверхности и др.

Анализ последних исследований и публикаций. Изучением свойств стеблей льна занимались ученые Г.А. Хайлис, М.М. Ковалев и др. [1, 2, 3]. В результате этих исследований были изучены многие физико-механические и технологические свойства растений льна, в том числе их статистические характеристики, а также определены разрывные усилия в различных частях стебля и усилие отрыва цветоножки. Однако, в этих работах не был определен показатель, имеющий большое практическое значение – наиболее слабое на разрыв место стебля с определением разрывного усилия. Кроме того, необходим более глубокий статистический анализ полученных результатов.

Цель исследования – определить наиболее слабое на разрыв место стебля с определением разрывного усилия.

Результаты исследований. При исследовании применялись статистические методы анализа данных [5]. Обработка результатов производилась при помощи компьютерной программы STADIA 7.0.

Для определения характеристик растений льна на опытном поле ГНУ ВНИИМЗ РАСХН отбирались стебли, которые являлись объектами исследования. Исходный материал имел следующую характеристику: сорт льна-долгунца – Алексим; фаза спелости льна-долгунца – ранняя желтая; влажность стеблей – 65,3%; влажность семенных коробочек – 32,3%; густота стеблестоя – 1720 шт/м².

У отобранных стеблей замерялись следующие показатели: общая длина стеблей; зона расположения семенных коробочек на

стебле; диаметр стеблей; число семенных коробочек на стебле; наиболее слабое на разрыв место стебля с определением разрывного усилия. Эти же показатели измерялись у стеблей после их семидневной вылежки на льнище. Было произведено по пятьдесят замеров в каждом из вариантов.

Общая длина стеблей и зона расположения семенных коробочек на стебле измерялись при помощи рулетки 1,5м ГОСТ 7502. Диаметр стеблей замерялся на 1/3 высоты стебля при помощи микрометра МК. Число семенных коробочек определяли непосредственным их пересчитыванием, причем чахлые плохосформированные коробочки в расчет не принимались. Наиболее слабое на разрыв место стебля с определением разрывного усилия определяли при помощи разрывной машины РМ-30-1. Машина выполняет функции нагружения испытываемого образца и силоизмерения.

После проведения экспериментов были получены таблицы с данными, представляющими собой парные выборки измерений физиологических и физико-механических свойств стеблей.

В результате опытов установлено, что наиболее слабым на разрыв при растяжении стеблей является место перехода стебля в цветоножку. При отсутствии повреждений на стебле разрыв в 98% случаев происходил именно в этом месте.

Далее проводился анализ выборок с целью установления их статистических характеристик и взаимосвязи между характеристиками стебля. Данные были обработаны с помощью компьютерной программы STADIA 7.0 [4].

Для выбора методов анализа полученных выборок необходимо установить, по какому закону и как они распределены. Для этого построили гистограммы распределения каждой выборки и провели тест на нормальность по трем критериям: Колмогорова, омега-квадрат и хи-квадрат [5]. Полученные гистограммы показали, что ни одна из парных выборок не соответствует функции вероятности нормального распределения. Кроме того, все распределения за исключением выборок с замерами общей длины стеблей и усилий отрыва цветоножки были существенно несимметричны, поскольку левая граница ограничена пределом физиологических особенностей стеблей.

Несоответствие выборок нормальному закону распределения обнаружили и проведенные тесты нормальности. Все критерии практически со стопроцентной значимостью показали отрицательный результат. Отсюда следует, что применение многих параметрических методов анализа для полученных данных неприемлемо.

Далее провели проверку каждой выборки на однородность [4] с целью определения насколько эти данные можно считать выборкой из одного распределения и нет ли среди них явных группировок. Присутствие группировок свидетельствует о том, что данные разнородны и отражают совершенно различные действующие факторы, которые следовало бы анализировать отдельно.

Из анализа гистограмм стало очевидно, что практически во всех выборках данные существенно неоднородны: есть явные группировки отдельных значений в правой части. Это данные, имеющие более высокие значения показателей длины стебля, его диаметра, зоны расположения семенных коробочек, их числа и усилий отрыва цветоножки. Судя по всему, отдельные стебли во время своего роста находились в иных условиях, нежели другие, например, имели большее жизненное пространство, произрастали на более плодородных участках и т.п. Это отразилось на их физиологических и физико-механических показателях. Поэтому рекомендуется отличаться показатели выделить из выборок и анализировать отдельно или совсем исключить. Для выявления этих показателей над данными каждой выборки выполнили преобразование нормировки. В результате этого получили шкалы стандартных отклонений, показывающие насколько наблюдаемые различия статистически вероятны. Их анализ показал, что некоторые значения сильно отличаются как по знаку, так и по абсолютной величине от остальных. Поэтому из парных выборок были удалены строки, где какая-либо из величин превосходила два стандартных отклонения, считая их выбросами [5], которые подчиняются другим закономерностям, вследствие действия чужеродных факторов или же представляющие ошибки измерений.

Далее проводилось сравнение выборок, содержащих данные одной и той же переменной, замеренной у стеблей до и после вылежки. Сравнения проводили по четырем непараметрическим критериям: различия сдвига (положения), различия масштаба (рассеяния), интегральных различий (Колмогорова-Смирнова) и хи-квадрат [5]. Эти критерии отличаются своим назначением (чувствительностью).

Анализ результатов проверки показал, что большинство критериев не выявило различий в выборках. Исключение составляет критерий хи-квадрат, который выявил различия по всем переменным кроме переменной длины стеблей. Кроме того, критерий масштаба выявил различия совокупностей, характеризующих диаметр стеблей свежесытеревленных и после семидневной вылежки, а критерий Колмогорова-Смирнова выявил различия в выборках,

характеризующих число семенных коробочек на стебле до и после вылежки.

Полученные результаты объясняются тем, что вылежка никак не влияет на длину стеблей. В небольшой степени она может повлиять на их диаметр, вследствие разрушения древесины, и число семенных коробочек на стебле, которые в процессе вылежки высыхают и могут отделиться от него нередко вместе с цветоножкой, что в свою очередь влияет на зону их расположения. Также вылежка незначительно влияет на усилие отрыва цветоножки, так как волокно при этом практически не теряет своей прочности, а разрушение древесины цветоножки происходит очень медленно.

Для более достоверного определения влияния срока вылежки стеблей на усилие отрыва цветоножки от стебля был проведен однофакторный непараметрический дисперсионный анализ, в результате которого критерий Краскала-Уоллиса [5] показал отсутствие влияния фактора на отклик.

Руководствуясь данными, полученными при сравнении выборок и дисперсионном анализе, было решено попарно объединить выборки, характеризующие физиологические и физико-механические свойства стеблей свежесрезанных и после семидневной вылежки.

После объединения выборок было проведено исследование взаимосвязанности между характеристиками стеблей (общей длиной стебля, его диаметром, зоной расположения коробочек, их числом и усилием отрыва цветоножки). Исследование проводилось, как для объединенной выборки, так и по отдельности для каждой из выборок, полученных при замере характеристик стеблей до и после вылежки. Анализ проводился методами ранговой корреляции [5], с помощью коэффициентов конкордации Кенделла и ранговой корреляции Спирмена. В результате установлено, что между всеми характеристиками стебля присутствует корреляционная зависимость. Наиболее сильно она выражена между следующими показателями: число коробочек на стебле и зона их расположения (коэффициент корреляции для обобщенной выборки 0,823); число коробочек и диаметр стебля (коэффициент корреляции 0,701); усилие отрыва цветоножки и диаметр стебля, число коробочек на стебле, а также зона их расположения на стебле (коэффициенты корреляции 0,68; 0,675 и 0,627, соответственно). Кроме этого, проведенное исследование показало, что объединение выборок принципиально не повлияло на результаты.

Для использования в расчетах данных, характеризующих усилие отрыва цветоножки от стебля, были вычислены

общеупотребительные выборочные характеристики этого показателя. Эти характеристики приведены в виде описательной статистики [3] в таблице (единица измерения усилия – ньютон).

Таблица. Описательная статистика - усилие отрыва цветоножки от стебля

Размер	Диапазон	Среднее	Ошибка	Дисперс.	Ст.откл	Сумма
100	1,96-95,2	31,9	1,61	259	16,1	3190
Медиана	Квартили	Дов. инт. средн.	Дов. инт. дисп	Ош.ст.откл.		
26,5	22,6-40	3,15	196-352	4,29		
Асимметрия	Значимость	Экссесс	Значимость			
1,61	$6,4 \cdot 10^{-12}$	6,21	0			

Выводы. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании и расчете рабочих органов льноуборочных машин, например очесывающих аппаратов.

Литература

1. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчета льноуборочных машин. – М: Машгиз, 1963. – 149с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. –К.: УААН, 2002. - 374 с.
3. Ковалев Н.Г., Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). Учебное пособие. – М.: ИК «Родник», 1998. - 208 с.
4. Кулаичев А.П. Методы и средства комплексного анализа данных. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: ФОРУМ: ИНФРА – М, 2006. – 512 с.
5. Хайлис, Г.А. Ковалев М.М. Исследование сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. – М.: Колос, 1994. – 169 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис

М.К. Сукач, д.т.н., Д.В. Пузаков, І.М. Литвиненко
Київський національний університет будівництва і архітектури

ВЛАШТУВАННЯ СВЕРДЛОВИН ДЛЯ ПРОТИФІЛЬТРАЦІЙНИХ ЕКРАНІВ

Розглянуто способи влаштування горизонтальних свердловин, напружений стан та опір ґрунту циліндричному індентору.

Постановка проблеми. Влаштувати протифільтраційний екран в масиві ґрунту можна декількома способами. Наприклад, на потрібній глибині створюють похилі діафрагми, які перетинаються під спорудою, або виконують паралельні горизонтальні штольні та заповнюють їх протифільтраційним матеріалом. Буріння окремих свердловин глибиною кілька десятків метрів застосовується широко. Складність представляє забезпечення герметичності порожнини між ними, оскільки сусідні свердловини, як правило, виходять із зачеплення між собою.

Вирішення цієї проблеми знайдено у технічному рішенні, запропонованому в НДІБВ, згідно з яким у ґрунт занурюють циліндричні металеві шпунтини (труби). Кожна з них має таврову направляючу, приварену вздовж осі труби, і проріз, виконаний із діаметральнопротилежної сторони (рис. 1). Введення направляючої у проріз шпунтини та бетонування її внутрішньої порожнини забезпечує надійну герметичність і стійкість з'єднання [1].

Результати дослідження. Для виконання свердловин застосовують робочі органи механічного, гідравлічного або пневматичного типу, які здійснюють проходку з котловану, розташованого на необхідній глибині [2]. Складності влаштування котлованів у водонасичених ґрунтах та стисливих умовах міської забудови зумовили використання бурових комплексів, які забезпечують керування проходку свердловини на глибині до 15 м. Так, буровий комплекс «Навігатор» дозволяє виконувати свердловини діаметром 100 мм загальною довжиною до 450 м. При радіусі повороту до 33 м відхилення від проектного напрямку свердловини дистанційно контролюється з точністю до 5 %.

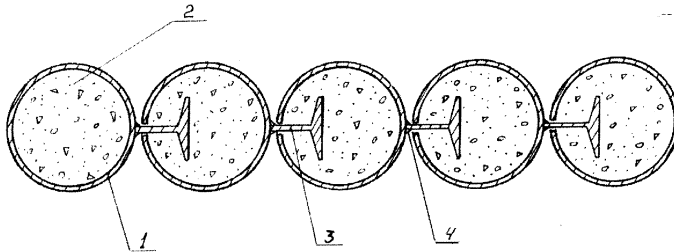


Рис. 1. Водонепроникна стіна із занурюваних шпунтин:
 1 – обсадна труба; 2 – бетон; 3 – тавр; 4 – зварний шов

Опір робочому органу при прокладці інженерних комунікацій методом проколу складається з лобового опору і опору, що виникає від тертя по боковій поверхні пристрою. Останній суттєво збільшується в залежності від довжини частини пристрою, що третється по ґрунту. Тому необхідно враховувати відомі теоретичні і експериментальні дослідження, а також практичні результати створення горизонтальних свердловин при безтраншейній прокладці інженерних комунікацій та облаштуванні підземних переходів [3].

Горизонтальні свердловини у ґрунтах I..IV категорій здійснюється *продавлюванням* (з вилученням ґрунту в процесі занурення бурового інструменту і осадочної труби) або *проколом* (без вилучення ґрунту із свердловини за рахунок його ущільнення в боки і обтиснення буровою головкою).

В першому випадку зусилля занурення пасивного бурового інструменту в ґрунт незначні, проте необхідність транспортування ґрунту по свердловині створює додаткову небезпечність обвалення її стінок, особливо якщо вона проходить у незв'язних ґрунтах.

Прокол ґрунту передбачає значне питоме зусилля для занурення у ґрунт пасивного бурового інструменту (в піщаних ґрунтах – до 60 кг/см², в глинистих – до 17 кг/см²); у глинистих і суглинистих ґрунтах цей спосіб дає кращі результати. Обмеження тут можуть бути спричинені наявністю у масиві крупних валунів, коренів дерев, залишків фундаментів та інших твердих непрохідних предметів.

При стисканні середовища відстань між ґрунтовими частками зменшується, внаслідок чого ґрунт набуває більш щільного перерозподілу структури. Якщо пори заповнені водою, то у процесі ущільнення ґрунту вода з них віджимается, в результаті чого вологість ґрунту зменшується, а його густина збільшується. Для визначення зусилля утворення порожнини у ґрунті можуть бути

корисними експериментальні дослідження із занурення палі та зондів у ґрунт.

Відомо, що навколо індентора формується ущільнення під дією гостростінної частини палі, де спостерігається перерозподіл ґрунтових частинок, які переміщуються попереду неї у вигляді деякої сфери. Її розміри визначають зону впливу палі, що занурюється, на деформацію навколишнього середовища. Так, для теоретичного визначення розміру сфери можна припустити, що зменшення радіальних напружень зворотнопропорційні квадрату відстані від центра індентора (палі, бурової головки). Оскільки ґрунт, що знаходиться на деякій глибині, обтиснутий вищерозташованим масивом, то вже при додатковому питомому зусиллі біля 8 кг/см^2 він втрачає пружні деформації, і його частки починають незворотно переміщуватись у сторону меншого тиску, утворюючи зону ущільнення.

При зануренні в ґрунт інструменту циліндричної форми утворюється сферична зона (рис. 2). Всередині неї модуль деформації ґрунту E_0 можна прийняти постійним, а для обчислення напружень σ і деформацій r скористуватись методами теорії пружності.

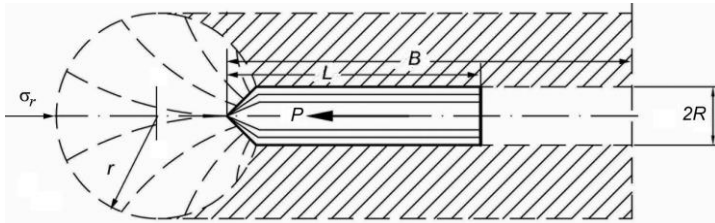


Рис. 2. Розрахункова схема проколу ґрунту

Прохідка свердловини шляхом проколу супроводжується тертям середовища за циліндричним робочим органом, який одночасно витісняє певний об'єм ґрунту на своєму шляху. Можна вважати, що радіальне напруження в зоні деформації, яка розширюється, визначається співвідношенням

$$\sigma_\rho = \sigma_r \frac{r^2}{\rho^2},$$

де σ_r – тиск, що виникає навколо поверхні сфери радіусом r ; ρ – відстань від центра сфери до довільної точки всередині неї.

Тиск у будь-якій точці лінійно-деформованого простору визначається залежністю

$$\sigma_r = \delta_r E_0,$$

де δ_r – відповідна радіальна деформація.

Із рівності правих частин цих формул виходить

$$\delta_r E_0 = \sigma_r \frac{r^2}{\rho^2} \quad \text{або} \quad \delta_r = \frac{\sigma_r r^2}{E_0 \rho^2}.$$

Проінтегрувавши величину радіальної деформації за розміром ρ , який змінюється від r до ∞ , будемо мати

$$\delta_r = \frac{\sigma_r r^2}{E_0} \int_r^\infty \frac{d\rho}{\rho^2} = \frac{\sigma_r r^2}{E_0 r} = \frac{\sigma_r r}{E_0}, \quad \sigma_r = E_0 \frac{\delta_r}{r}.$$

Розповсюдивши тиск на поперечний переріз усієї сфери з радіусом r , одержимо сумарне зусилля

$$P = E_0 \frac{\delta_r}{r} \pi r^2,$$

або, інтегруючи цей вираз по δ_r , який змінюється від 0 до r :

$$P = E_0 \pi \int_0^r r dr = E_0 \frac{\pi r^2}{2}.$$

Якщо занурюваний предмет не циліндр, а паралелепіпед, то сферу замінюють паралелепіпедом, що розширюється.

Знаючи зусилля P і модуль деформації ґрунту E_0 , за останньою формулою можна визначити радіус сфери T – зони, де буде спостерігатись вплив занурюваного предмету на ґрунт або розташовану поблизу нього споруду. При радіусі R і довжині L зусилля тертя боковою поверхнею індентора визначається за формулою

$$T = 2\pi R E_0 L f,$$

де f – коефіцієнт тертя сталі по ґрунту (для піску сухого він дорівнює 0,4, мокрого – 0,52; для суглинку сухого – 0,47, мокрого – 0,54; для глини сухої – 0,34, мокрої – 0,45).

Співвідношення L/R характеризує маневрові властивості робочого органу; чим менше це співвідношення, тим легше повертати його у масиві. Наприклад, для прохідницьких шпурів (у гірничій справі) його величину приймають не більше 5.

Викладене вище відноситься до круглих виробіток. Дослідження із влаштування способом проколу прямокутних або інших перерізів виробіток досі не проводилось, така задача ставиться вперше. Тому для подальших досліджень авторами розроблюються моделі різання ґрунту широким ножом у глибині масиву, в тому числі із врахуванням ядра ущільнення на лобовій поверхні, утворення

пластичного випору середовища, а також можливістю відводу ґрунту в бокові сторони та склепіння порожнини [4].

Висновок. Отже, з урахуванням вищенаведених теоретичних міркувань необхідно провести експериментальні роботи та визначити фактичні деформації і зусилля при розробці ґрунту квазістатичним робочим органом. Якщо зусилля і деформації, які виникають при розробці порожнини між свердловинами способом проколу виявляться надто великими, доведеться проводити додаткові дослідження і переходити до використання активних робочих органів із транспортуванням ґрунту з породи, як це передбачається за іншим способом влаштування горизонтальних свердловин. Це призведе до створення та застосування складнішого у виконанні і роботі активного робочого органу [5], що до речі не бажано з точки зору екологічної безпеки навколишнього середовища.

Література

1. Снисаренко В.И. О некоторых аспектах развития современных технологий заглубленного строительства // Нові технології в будівництві.– 2001.– Вип. № 1.– С.7-13.
2. Васильев С.Г. Закрытая прокладка коммуникаций // Львов.: Вища школа, 1974.– 132 с.
3. Руководство по проходке горизонтальных скважин при безтраншейной прокладке инженерных коммуникаций // ЦНИИОМТП Госстроя СССР.– М.: Стройиздат, 1982.– 82 с.
4. Сукач М.К., Филонов Ю.П., Пузаков Д.В. Модель щелевого резания ґрунта пространственно ориентированным ножом // Гірн., буд., дор. і меліорат. машини: Всеукр. зб. наук. праць.– К.: КНУБА.– 2006.– Вип.67.– С.16-19.
5. Комплексная механизация прокладки инженерных сетей // Зб. наук. пр. - К.: Будівельник, 1989.– 144 с.

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЗАСОБІВ СЕПАРАЦІЇ ВОРОХУ ЛЬОНУ ПЕРЕД СУШІННЯМ

У статті поданий аналіз існуючих засобів для виділення коробочок та вільного насіння із загальної маси вороху льону безпосередньо перед сушінням, визначені їх недоліки і запропонована нова конструкція завантажувача-сепаратора вороху льону.

Постановка проблеми. Найбільш відповідальними, енергоємними і трудомісткими операціями при комбайновому збиранні є переробка та сушіння льоновороху для отримання високоякісного насіння. Наявність у воросі льону включень у вигляді стебел льону, їх обривків, бур'янів та інших домішок призводить до збільшення затрат енергії, як при виконанні операції завантаження вороху льону в сушильні камери, його сушінні, так і в загальному у технології післязбирального обробітку. Якщо ці компоненти відсепарувати, то сушити доведеться лише коробочки і вільне насіння, що дозволить значно знизити питомі енергозатрати на отримання насіння. Також застосування сепарації є важливим фактором в отриманні якісного посівного матеріалу, так як при механізованому збиранні льону-довгунця у загальну масу попадає насіння різних кондиційних властивостей. А виділення найбільш зрілих коробочок, вільного насіння є запорукою високих майбутніх врожаїв льону-довгунця. Це свідчить про необхідність застосування засобів сепарації вологого вороху льону при комбайновому способі збирання льону-довгунцю. Відомі механізми та засоби не дозволяють якісно виконувати сепарацію вороху льону, який поступає на післязбиральний обробіток у стані злежаної та зв'язаної маси, у зв'язку з чим переобладнані молотильно-сепаруючі пристрої не забезпечують максимального виділення насіння льону.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час в післязбиральній обробці льоновороху найбільш поширені карусельні, конвеєрні, напільні та подові сушарки. Існує велика кількість різних конструкцій сушарок льоновороху, які будувалися у льоносіючих господарствах за проектами спеціальних організацій, а також винахідників і раціоналізаторів. Найсучаснішою сушаркою є карусельно-роторна, що входить до складу пункту сушіння й переробки льонowego вороху КСПЛ-0,9 [1].

Завантажувальний пристрій карусельно-роторної сушарки містить приймальний бункер, куди завантажуються вологий ворох з тракторних причепів. Після розрівнювання його за допомогою системи механізмів забезпечується подача вологого вороху у сушильну камеру. Скребокний транспортер в процесі подачі вороху льону з малою швидкістю підводить його з бункера до розчісуючого барабана, який рівномірним шаром подає ворох на горизонтальний транспортер і далі – в сушильну камеру, що обертається.

Цей процес завантаження забезпечує практично максимальну механізацію подачі вороху льону у сушильні камери і безперерйну роботу сушильного пункту. Але практика експлуатації таких пунктів показала, що досягти рівномірності вкладання вологого вороху у сушильну камеру не завжди вдається. Відсутність якісного розпушування матеріалу призводить до появи неоднорідних за щільністю включень матеріалу, що створює несприятливі умови його сушіння і вивантаження.

Конвеєрна сушарка, що розроблена у Російській Федерації, обладнана завантажувачем вороху льону, який складається з подавального транспортера, транспортера-вирівнювача та завантажувального барабана з розміщеними на його робочій поверхні гачкоподібними зубами [2].

Цей завантажувач дозволяє також проводити завантаження вороху льону із високою ступінню механізації і рівномірності подачі шару, однак при цьому важко уникнути намотування стеблових складових льоновороху на завантажувальний барабан, що зумовлено гачкоподібною формою зубів. До недоліків ще можна віднести низьку інтенсивність сепарації та значну металомісткість конструкції.

У багатьох льоносіючих господарствах ворох сушать на подових сушарках, тобто на влаштованому над підлогою на цегельних опорах-стінках решітчастому настилі, покритому зверху сіткою. На цей настил з сіткою насипають ворох, а під нього подають тепле повітря. Такі сушарки недорогі, прості, їх легко збудувати у господарстві. Однак завантажують і вивантажують ворох у сушильну камеру вручну, й, відповідно непередбачений пристрій для сепарації вороху з метою отримання якісного посівного матеріалу.

Пропонують також пункти для сушки й обробітку вороху льону з попередньою сепарацією, але сепарація в таких технологіях виконується переобладнаною молотаркою-віялкою МВ-2,5А або із застосуванням зернозбиральних комбайнів. Такі засоби механізації виділення коробочок та вільного насіння не забезпечують високої якості сепарації вороху льону в силу високої зв'язаності матеріалу [3, 4].

У деяких льоносіючих господарствах побудовані й тривалий час використовували контейнерні сушарки. Для них також характерний високий рівень механізації виконання технологічного процесу. Зразком пункту з контейнерною сушаркою може бути розроблений ВНДЛ комплекс сушіння і переробки вороху, який забезпечує сушіння вороху від трьох одночасно працюючих комбайнів за високої механізації всіх робіт. Металевий контейнер виготовлений за розміром тракторного причепа. Але в такому випадку ворох льону не піддається сепарації, а завантаження рівномірним шаром у молотарку-віялку потребує значних затрат ручної праці [5].

Існують інші варіанти завантажувальних механізмів із сепарацією матеріалу (рис. 1), до недоліків яких також можна віднести намотування стеблових складових льоновороху на барабани, пошкодження насіння льону та значну металомісткість конструкцій.

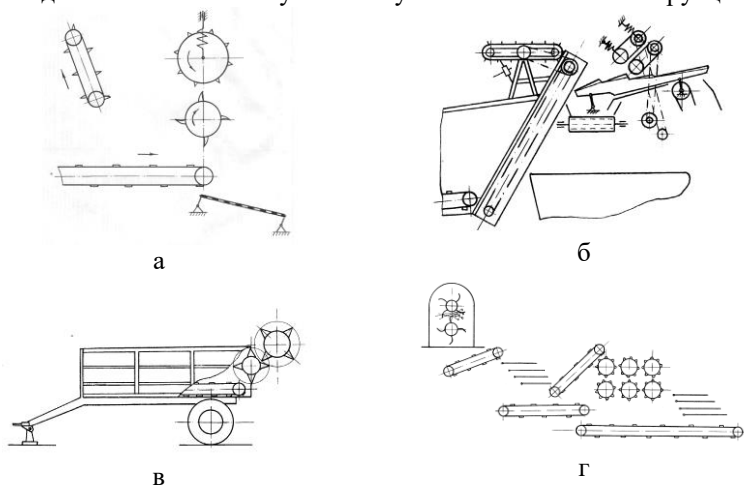


Рис. 1. Варіанти завантажувальних механізмів із сепарацією матеріалу: а) барабанного типу (АС № 1303076); б) з клавішним соломотрясом (АС № 1727662); в) причіп-сепаратор; г) каскадного типу (Польща)

Заслуговує на увагу запропонований у роботі [6] завантажувач вороху льону, що містить розташовані в технологічній послідовності подавальний транспортер та засіб для вирівнювання шару вороху, виконаний у вигляді транспортера-вирівнювача, а також завантажувальний барабан із зубчатою робочою поверхнею й встановлені за ним сепарувальні барабани. До недоліків цього пристрою можна віднести намотування стеблових складових

льоновороху на барабани та значну металомісткість конструкції.

Мета дослідження. На основі аналізу існуючих засобів для виділення коробочок та вільного насіння із загальної маси вороху льону безпосередньо перед сушінням обґрунтувати конструкцію завантажувача-сепаратора вороху льону.

Результати дослідження. Для всіх перерахованих засобів механізації характерна одна особливість – матеріал рухається по поверхнях робочих органів, а отже, під дією коливань він буде ущільнюватися, а високий ступінь сепарації можливий за умови рівномірного розтягу шару, чого практично досягти неможливо. Тому зміна положення вороху льону відносно робочих органів дозволить уникнути цього негативного явища. Підсумовуючи проведений аналіз засобів механізації завантаження сушарок ворохом льону і пристроїв для його сепарації, було поставлено завдання забезпечити максимальне виділення вільного насіння та коробочок льону-довгунця з льоновороху.

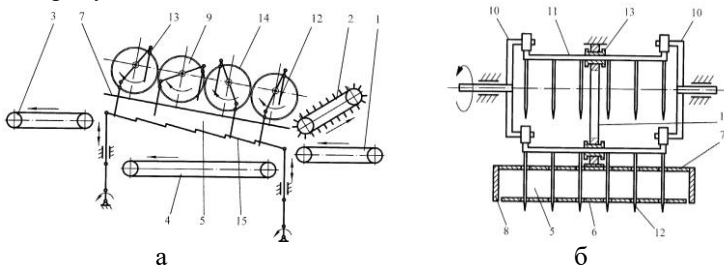


Рис. 2. Загальний вигляд завантажувача-сепаратора (а) та вигляд сепарувальної секції (б): 1–подавальний транспортер; 2–транспортер-вирівнювач; 3–транспортер вивантажувальний; 4 – горизонтальний транспортер для відсепарованих коробочок та вільного насіння; 5–похила робоча камера; 6–днище; 7–кришка; 8–боковини; 9–сепарувальна секція; 10–вилка; 11–поперечина; 12–пальці; 13–ролик; 14–напрямна доріжка; 15–пластини

Запропонований завантажувач-сепаратор працює наступним чином. Подавальним транспортером та транспортером-вирівнювачем формується шар льоновороху та подається в похилу робочу камеру сепарувального механізму. В робочій камері шар льоновороху захоплюється пальцями першої за ходом сепарувальної секції й переміщується вздовж робочої камери пальцями сепарувальних секцій та одночасно розтягується внаслідок їх обертання з різною кутовою швидкістю (значення кутової швидкості зростає від першої до

останньої сепарувальної секції за ходом льоновороху). В результаті відбувається відділення коробочок та вільного насіння від стеблових складових льоновороху. Конструктивне виконання сепарувальних секцій забезпечує перпендикулярне положення пальців до кришки при входженні в робочу камеру через прорізи, а, відповідно, до напрямку руху льоновороху робочою камерою. Це усуває можливість зачеплення та намотування стеблових складових льоновороху на обертові елементи конструкції. Днище робочої камери виконано з набору пластин із зазорами між ними для проходження відсепарованих коробочок та вільного насіння. Зворотно-поступальний рух, що здійснює днище, додатково сприяє інтенсифікації процесу сепарації та сходженню відділених складових льоновороху через зазори між пластинами на горизонтальний транспортер для відсепарованих коробочок та вільного насіння. Наявність прорізів у днищі дозволяє збільшити тривалість контакту пальців з матеріалом за рахунок збільшення радіуса траєкторії їх руху, а, відповідно, перемістити шар льоновороху робочою камерою на більшу відстань.

Висновки. Застосування запропонованої конструкції завантажувача-сепаратора дозволить забезпечити інтенсифікацію процесу сепарації за рахунок одночасного розтягування шару матеріалу сепарувальними секціями та надання йому коливного руху днищем похилої робочої камери. Конструктивні особливості сепарувальних секцій завантажувача-сепаратора та зміна положення вороху льону відносно робочих органів дозволять усунути намотування льоновороху на обертові елементи при його переміщенні.

Література

1. Зеленко В.И. Пункт сушки льнопродукции. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 62с.
2. Вайнруб А.И. Устройство и эксплуатация пункта сушки переработки льняного вороха. Методические рекомендации. 1980. –42с.
3. Фоменко Л.Д., Лукашук М.И. Пункт сушки и переработки льняного вороха с предварительной очисткой // Лен и конопля. – 1981. - №5. – С.32 – 33.
4. Тарлецький А.Г., Шумаков Ф.Ф. Сепарация льняного вороха перед сушкой // Лен и конопля. - 1982. - №5. – С.38 – 39.
5. Карпець І. П. Інтенсивна технологія вирощування льону-довгунця. – К.: Урожай, 1990. – 112с., іл..
6. Кірчук Р.В. Розробка сепаратора вороху льону: Дис... канд. тех. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2001. – 198с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

АНАЛІЗ СИЛ РЕАКЦІЙ ҐРУНТУ, ЩО ДІЮТЬ НА СТАБІЛІЗУЮЧИЙ ДИСК

Подано аналіз залежності реакції ґрунту на диск стабілізуючого пристрою і координат центра прикладання даної реакції від радіуса диска, кута атаки і глибини занурення його в ґрунт.

Постановка проблеми. При міжрядному обробітку ґрунту, а також при основному обробітку на схилах виникають проблеми з курсовою стійкістю агрегату, порушення якої призводить до неякісного обробітку ґрунту і пошкодженню рослин в рядках. Це стосується як крупногабаритної техніки, так і малогабаритної, хоча і в меншій степені. Для виправлення такої ймовірної негативної ситуації на багатьох видах техніки встановлюються різноманітні стабілізуючі пристрої, основним робочим органом яких переважно є диск.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує багато дискових стабілізуючих робочих органів для зберігання курсової стійкості агрегату при його русі в поперечному напрямку схилу [2, 3]. Ці пристрої добре зарекомендували себе при роботі в різноманітних зовнішніх умовах на крупногабаритній техніці. Але застосування їх на малогабаритній техніці (вона є найбільш перспективною при роботі на схилах, оскільки через меншу масу легше піддається зберіганню курсової стійкості) недоцільно через їх велику масу, яка викликає додаткові сили, що сприяють сповзанню агрегату.

В багатьох наукових роботах, що присвячені взаємодії диска з ґрунтом, розглянуті цікаві питання з реакції ґрунту на диск, але в жодній з них не проаналізовані в повній мірі залежності даної реакції від основних параметрів диска [1, 4, 5, 6, 7].

Мета дослідження - запропонувати визначення залежності реакції ґрунту на диск стабілізуючого пристрою малогабаритного агрегату і координат центра прикладання даної реакції від радіуса диска, кута атаки і глибини занурення його в ґрунт.

Результати дослідження. Запропоновані пристрої для забезпечення курсової стійкості (усунення сповзання) агрегату при роботі на поперечних схилах [8, 9]. Застосовується вони в основному на малогабаритних агрегатах, наприклад мотоблок в агрегаті з ґрунтовою фрезою.

Основа даного агрегату це мотоблок, який має два ходових колеса, розміщену за ним ґрунтову фрезу і встановлений на мотоблоку стабілізуючий пристрій з рукояткою управління. Сам стабілізуючий пристрій складається з телескопічного повідка, що закріплений шарнірно на рамі мотоблока перед його ходовими колесами, і на якому за допомогою вертикального шарніру змонтована штанга з диском. Телескопічний поводок має фіксатор, за допомогою якого фіксується необхідна довжина повідка. На штанзі і рукоятці управління встановлені барабани, що зв'язані між собою тросом, який має стяжки для можливості зміни степені його натягу. Довжина штанги дорівнює половині відстані між ходовими колесами мотоблока. Основу даної конструкції складає стабілізуючий диск, який при роботі входить в ґрунт і за рахунок взаємодії з ним створює реакції для підтримання заданої курсової стійкості агрегату.

Розглянемо роботу пристрою з теоретичної точки зору. В роботах [6, 7] отримано формулу реакції R ґрунту на диск, але не проведений її подальший аналітичний і графічний аналіз. Дана формула має вигляд:

$$R = \frac{P_0}{2 \cos \varphi} \left[r^2 \arccos \frac{r-h}{r} - (r-h) \sqrt{2rh-h^2} \right] \times \\ \times th \left[\frac{k}{P_0} 2\sqrt{2rh-h^2} \frac{\sin \gamma}{\cos(\gamma+\varphi)} \right], \quad (1)$$

де P_0 – границя несучої здатності ґрунту (≈ 40 Н/см²); k – коефіцієнт об'ємного змінання ґрунту ($\approx 5,2$ Н/см³); φ – кут тертя (22°); r – радіус диска (12,5 см); γ – кут атаки диска; h – глибина занурення диска в ґрунт.

Будуємо графік залежності $R = f(\gamma)$ при різних значення h (рис. 1). Аналіз графіка показує, що залежність R від γ має криволінійний характер. Для більш повної характеристики даного графіка визначимо екстремум даної функції, для чого спочатку продиференціюємо вираз (1) по γ . Для спрощення приймемо такі позначення:

$$\frac{P_0}{2 \cos \varphi} \left[r^2 \arccos \frac{r-h}{r} - (r-h) \sqrt{2rh-h^2} \right] = a, \\ \frac{k}{P_0} 2\sqrt{2rh-h^2} = b.$$

Отже,

$$R = a th[b \sin \gamma / \cos(\gamma + \varphi)]. \quad (2)$$

Диференціюємо вираз (2) і прирівнюємо його до нуля:

$$\frac{dR}{dy} = \frac{a}{ch^2 \left(b \frac{\sin \gamma}{\cos(\gamma + \varphi)} \right)} \left(\frac{\sin \gamma}{\cos(\gamma + \varphi)} + \frac{b \cos \varphi}{\cos^2(\gamma + \varphi)} \right) = 0.$$

Розв'язуючи останнє рівняння, отримаємо $\gamma_{\max} = 90^\circ$. Підставляючи дане значення в формулу (1), отримаємо $R_{\max} \rightarrow \infty$. Таким чином, з практичної точки зору встановлення диска з кутом атаки $\gamma = 90^\circ$ не є доцільне, оскільки призводить до дуже великого збільшення тягового опору агрегату.

Оскільки визначення залежності R від h через формулу (1) з подальшим проведенням необхідних математичних операцій (диференціювання, інтегрування) призводить до громіздких рівнянь, то

приймаємо замість виразу $\frac{P_0}{2} th \left(\frac{k}{P_0} 2\sqrt{2rh - h^2} \frac{\sin \gamma}{\cos(\gamma + \varphi)} \right)$ вираз

$$q_0 2\sqrt{2rh - h^2} \frac{\sin \gamma}{\cos(\gamma + \varphi)}, \text{ де } q_0 \approx 1 \text{ Н/см}^3 \text{ (одиниця питомого опору}$$

грунту), характеризує механічні властивості ґрунту [6, 7]. Отже, переписуючи формулу (1) з прийнятими замінами, отримаємо:

$$R = a \left(r^2 \arccos \frac{r-h}{r} \sqrt{2rh - h^2} - 2r^2 h + 3h^2 r - h^3 \right). \quad (3)$$

Будуємо графік залежності $R = f(h)$ при різних значення γ (рис. 2). Аналіз графіка показує, що залежність R від h має криволінійний характер. Для більш повної характеристики даного графіка визначимо екстремум даної функції, для чого спочатку продиференціюємо вираз (3) по h і далі прирівнюємо його до нуля:

$$\frac{dR}{dh} = \frac{r\sqrt{2rh - h^2}}{\sqrt{1 - \frac{2r}{h}}} + r(2hr - h^2)(r-h) \arccos(1 - h/r) - 2r + 6h - 3h^2/r = 0.$$

Оскільки останнє рівняння є трансцендентне, то розв'язати його можемо тільки наближено. Приймаємо оптимальне з практичної точки зору значення радіуса диска $r = 12,5$ см [6] і при $dR/dh = 0$, отримаємо значення $h_{\max} = 12,5$ см, тобто коли диск занурений в ґрунт до рівня своєї осі. Тоді $R_{\max} \approx 5300$ Н при $\gamma = 30^\circ$, $R_{\max} \approx 2100$ Н при $\gamma = 15^\circ$, $R_{\max} \approx 1000$ Н при $\gamma = 7^\circ$.

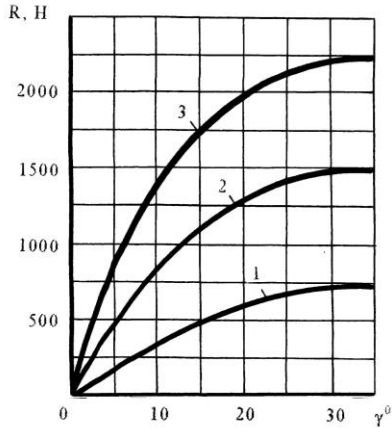


Рис. 1. Залежність реакції ґрунту R від кута атаки γ і глибини ходу диска: 1 – $h = 3$ см; 2 – $h = 5$ см; 3 – $h = 7$ см

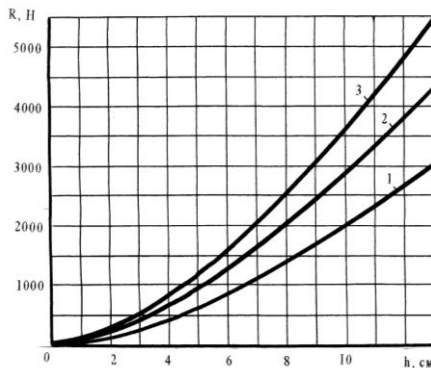


Рис. 2. Залежність реакції ґрунту R від глибини ходу диска h і кута атаки: 1 – $\gamma = 7^\circ$; 2 – $\gamma = 15^\circ$; 3 – $\gamma = 30^\circ$

Для більш повної характеристики рівняння (3) і відповідно графіка на рис. 2, що являє собою залежність прикладеної сили R до диску, що занурений в ґрунт на глибину h , від даної глибини h , визначаємо площу зони, яку охоплює лінія графіку $R = f(h)$ і вісь абсцис. Для цього інтегруємо вираз (3) в границях h від 0 до c (певне значення величини занурення диска в ґрунт):

$$S_R = \int_0^c \left(ar^2 \arccos \frac{r-h}{r} \sqrt{2rh-h^2} - 2ar^2h + 3arh^2 - ah^3 \right) dh =$$

$$= ar^2 \int_0^c \arccos \frac{r-h}{r} \sqrt{2rh-h^2} dh - 2ar^2 \int_0^c h dh + 3ar \int_0^c h^2 dh - a \int_0^c h^3 dh \quad (4)$$

Розв'язати інтеграл для першого члена рівняння (4) аналітично дуже важко, його необхідно спростити, звільнивши від \arccos і радикалу. Для цього величину $\arccos \frac{r-h}{r} \sqrt{2rh-h^2}$ розкладаємо в ряд Маклорена, відкидаємо малі значення. Розв'язуючи інтеграл отримуємо наближену формулу, яку можна використовувати з достатньою з практичної точки зору точністю:

$$S_R \approx 0,7ar^2 \left[\left(\frac{c-r}{2} \sqrt{2rc-c^2} + \frac{r^2}{2} \arccos \frac{c-r}{r} \right) \times \right. \\ \left. \times \arccos \left(1 - \frac{c}{r} \right) + c^2 \left(\frac{c}{r} - \frac{c^2}{4r^2} - 1 \right) \right] \quad (5)$$

Наприклад площа зони, яку охоплює лінія графіку $R = f(h)$ і вісь абсцис для диска радіуса $r = 12,5$ см, що занурений в ґрунт на максимальну з практичної точки зору глибину $h = 6$ см [6] становить $S_R \approx 4800$ Н·см (в масштабі, що прийнятий на графіку) при $\gamma = 30^\circ$.

Також викликає інтерес дослідження залежності координат точки прикладання реакції R на диск, тобто ординати z_C і абсциси x_C від h і r . З робіт [6, 7] маємо такі формули для їх визначення:

$$z_C = \frac{\int_0^c \sqrt{2rh-h^2} h dh}{\int_0^c \sqrt{2rh-h^2} dh}, \quad x_C = \frac{\int_0^c (2rh-h^2) dh}{3 \int_0^c \sqrt{2rh-h^2} dh}$$

Розв'язуючи дані інтеграли, отримали:

$$z_C = \frac{-\frac{1}{3} \sqrt{(2rh-h^2)^3} + \frac{r}{2} (h-r) \sqrt{2rh-h^2} - \frac{r^3}{2} \arcsin \frac{r-h}{r} + \frac{\pi}{4} r^3}{\frac{h-r}{2} \sqrt{2rh-h^2} + \frac{r^2}{2} \arcsin \frac{h-r}{r} + \frac{\pi}{4} r^2} \quad (6)$$

$$x_C = \frac{rh^2}{3 \left(\frac{h-r}{2} \sqrt{2rh-h^2} + \frac{r^2}{2} \arcsin \frac{h-r}{r} + \frac{\pi}{4} r^2 \right)}$$

$$\frac{h^3}{9 \left(\frac{h-r}{2} \sqrt{2rh-h^2} + \frac{r^2}{2} \arcsin \frac{h-r}{r} + \frac{\pi}{4} r^2 \right)}. \quad (7)$$

Будуємо номограми z_C від h і r (рис. 3) і x_C від h і r (рис. 4).

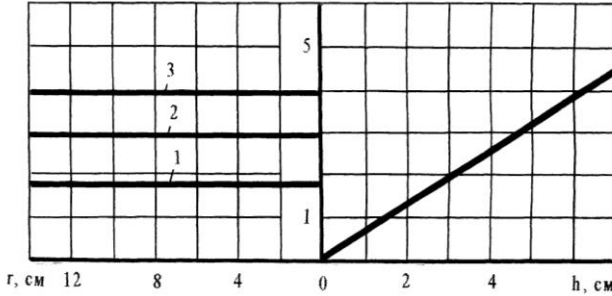


Рис. 3. Залежність ординати z_C точки прикладання реакції ґрунту R від радіусу r і глибини h ходу диска: 1 – $h = 3$ см; 2 – $h = 5$ см; 3 – $h = 6,5$ см

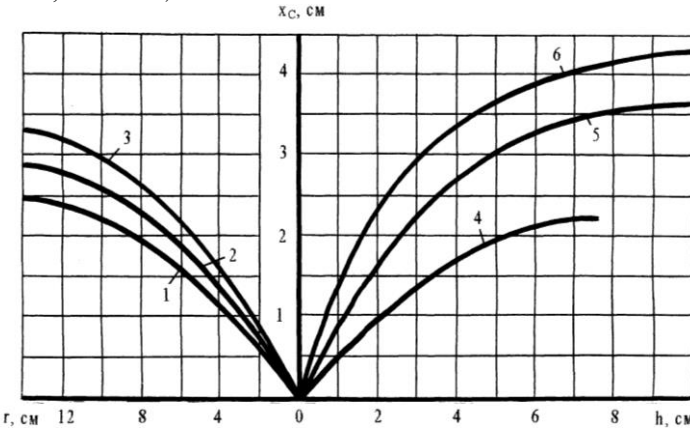


Рис. 4. Залежність абсциси x_C точки прикладання реакції ґрунту R від радіусу r і глибини h ходу диска: 1 – $h = 3$ см; 2 – $h = 5$ см; 3 – $h = 6,5$ см; 4 – $r = 7,5$ см; 5 – $r = 12,5$ см; 6 – $r = 18$ см

Аналітичне дослідження номограми на рис. 3 не являє інтерес, оскільки він є простий, про що свідчить графічний аналіз, який яскраво показує, що величина z_C залежить від глибини h занурення диска в

грунт і не залежить від радіусу r його. Ця зміна відбувається за пряминою залежністю виду $z_c = az_c$ ($a \approx 1,6$).

Що стосується аналітичного дослідження виразу за формулою (7) на екстремум і на визначення необхідної площі, то воно дуже ускладнено через отримання громіздких рівнянь. Для подальшого дослідження важливої з практичної точки зору залежності $x_c = f(h)$, що представлена на рис. 4, можемо уявити її у вигляді $y = ax^b e^{cx}$, і конкретно для зручного з практичної точки зору диска радіуса $r = 12,5$ см (при $a = 1$, $b = 1$, $c = -0,1$):

$$x_c = he^{-0,1h}. \quad (8)$$

Для більш повної характеристики визначимо екстремум даної функції, для чого спочатку продиференціюємо вираз (8) по h і далі порівнюємо його до нуля:

$$dx_c/dh = e^{-0,1h}(1 - 0,1h) = 0.$$

Розв'язуючи останнє рівняння, отримаємо $h_{\max} = 10$ см. Підставляючи дане значення в формулу (8), отримаємо $x_{c\max} = 3,7$ см.

Також являє інтерес площа зони на диску, що охоплюється горизонтальною лінією стику площини диску з поверхнею ґрунту, вертикаллю, що перетинає вісь диска і кривою сукупності точок x_c . Для цього визначаємо площу зони, яку охоплює лінія графіку $x_c = f(h)$ і вісь абсцис. Для цього інтегруємо вираз (8) в границях h від 0 до c :

$$S_x = \int_0^c he^{-0,1h} dh, \quad S_x = 10[10 - e^{-0,1c}(10 + c)]. \quad (9)$$

Наприклад, для диска радіуса $r = 12,5$ см, що занурений в ґрунт на глибину $h = 10$ см площа S_x становить $S_x \approx 26$ см².

Висновки. Наведений вище аналітичний і графічний аналіз роботи стабілізуючого пристрою з диском до мотоблоку при роботі, в основному, на поперечних схилах дозволяє отримати залежності реакції ґрунту на диск стабілізуючого пристрою і координат центра прикладання даної реакції від радіуса диска, кута атаки і глибини занурення його в ґрунт і, відповідно, запропонувати методи зміни цих показників в залежності від конкретних умов роботи.

Приведена методика може бути використана як окрема методика для проведення важливих розрахунків і як основа для подальших досліджень роботи всього агрегату.

Література

1. Амельченко П.А. Исследование в области некоторых параметров крутосклонных и низкоклинренных тракторов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. –Минск, 1974. -19 с.

2. А.с. № 1101187 СССР, МКИ А01В 69/00 Стабилизирующее устройство для сельскохозяйственных агрегатов, работающих на склонах/ А.Н. Голозубов и др. (СССР). – Оpubл. 08.07.84. Бюл. № 25.
3. А.с. № 1168111 СССР, МКИ А01В 33/02 Орудие для обработки почвы на склонах/ Ш.М. Григорян и др. (СССР). – Оpubл. 23.07.85. Бюл. № 27.
4. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. –М.: Машиностроение, 1983. -144 с.
5. Кленин Н.И. и др. Сельскохозяйственные машины (Элементы теории рабочих процессов, расчет регулировочных параметров и режимов работы). –М.: Колос, 1970. –451 с.
6. Усенко М.В. Обоснование технологической схемы и оптимальных параметров рабочих органов для междурядной обработки табака на склонах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Краснодар, 1980. -22 с.
7. Усенко М.В. Расчет основных параметров стабилизирующего устройства к мотоблоку // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 3. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1997. - С. 222-230.
8. А.с. № 1491354 СССР, МКИ А01В 15/20 Мотоблок/ М.В. Усенко (СССР). – Оpubл. 07.07.89. Бюл. № 25.
9. Пат. № 32744 Україна, МКВ А01В 15/20. Стабілізуючий пристрій з диском до мотоблоку / М.В. Усенко та ін. – заявл. 20.01.1998. Оpubл. 16.10.2000, Бюл. № 5-11.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

І.В. Фльонц

Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

І.Г. Ткаченко, к.т.н.

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

Р.Б. Гевко., д.т.н., О.Б. Павелчак, к.т.н.

Тернопільський національний економічний університет

УДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНСПОРТЕРА-СЕПАРАТОРА ДЛЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ

У статті запропоновано вдосколену конструкцію транспортера-сепаратора для коренебульбоплодів, яка дозволяє покращити його експлуатаційні властивості, а також представлено методику експериментальних досліджень.

Постановка проблеми. Якісне очищення коренебульбоплодів при їх збиранні є важливою проблемою, оскільки дозволяє зменшити вивезення з полів родючого ґрунту. Вирішення цього завдання пов'язане з технічним протиріччям, оскільки інтенсивність механічного впливу на коренеплід обмежена допустимим рівнем його пошкоджень. Отже, конструкції робочих органів для сепарації коренебульбоплодів повинні передбачати можливість регулювання інтенсивності впливу на ворох.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Відомий транспортер-сепаратор [1], на якому очищення коренеплодів здійснюється за рахунок миттєвого повертання скребків навколо осей спеціальних роликів (див. рис. 1).

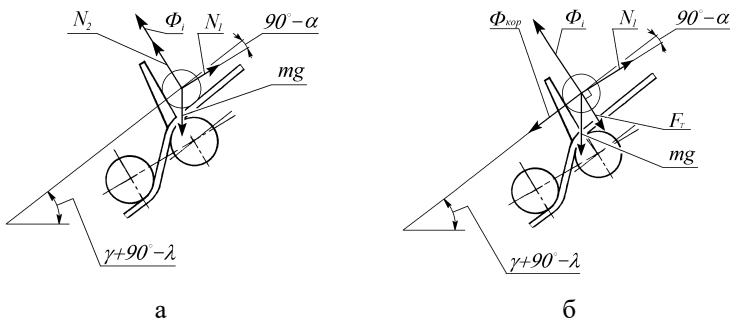


Рис. 1. Система сил, що діє на коренеплід під час транспортування:
а - для безвідривного руху; б - для відривного руху

Оскільки коренеплід в процесі переміщення знаходиться на прутковому полотні та контактує з робочою поверхнею скребка в точці, що має більший радіус обертання, а, відповідно, і більшу лінійну швидкість, ніж точка контакту з полотном, то в зоні провертання коренеплід отримує прискорення, що призводить до його відриву від скребка та вільного польоту до взаємодії з прутковою поверхнею полотна та їх додаткова сепарація.

Недоліком такого способу є те, що для забезпечення процесу сепарації необхідно деформувати все пруткове полотно, несучі паси якого повинні проходити між поверхнями роликів, що пов'язано із значними енерговитратами і підвищеними вібраціями.

Також відомий транспортно-сепаруючий пристрій [2], що обладнаний спеціальними скребками, які мають можливість обертатися навколо спеціальної осі. Профільний кулачок скребка періодично контактує з опорним пальцем, який з можливістю осьового переміщення встановлений на рамі транспортера, і забезпечує спочатку відхилення пальців скребка назад, а потім, під дією пружини, вперед, оскільки скребки підтиснуті пружинами, а максимальний кут їх провертання обмежений упором.

Недоліком такого транспортно-сепаруючого пристрою є те, що скребки мають складну і металомістку конструкцію, а кут їх провертання і, як наслідок, інтенсивність додаткового доочищення коренеплодів є нерегульованим і розрахований на максимальний вплив на ворох. Це викликає підвищені енергозатрати на реалізацію технологічного процесу та пошкодження кореневульбоплодів.

Також відомий спосіб транспортування кореневульбоплодів [3], який полягає у наданні скребковому полотну повздовжніх коливних рухів, що призводить до періодичного перекошування коренеплодів по прутковій поверхні полотна і, відповідно, їх доочищення.

Однак такий транспортер і, відповідно, спосіб очищення коренеплодів характеризуються підвищеними енерговитратами.

Мета дослідження. Вдосконалення транспортера-сепаратора шляхом спрощення конструкції та забезпечення регулювання інтенсивності додаткового очищення кореневульбоплодів.

Результати дослідження. Для спрощення конструкції миттєве провертання скребка передбачене безпосередньо навколо осі прутка, а безступінчастим переміщенням опорного елемента у напрямку перпендикулярному до площини полотна забезпечується необхідний кут миттєвого провертання скребків, і, як наслідок, потрібна інтенсивність додаткового очищення кореневульбоплодів.

Пропонується транспортер-сепаратор для коренебульбоплодів (рис. 2), який містить раму 1, на якій є ведучий і ведений барабани, які охоплює пруткове полотно 2, обладнане скребками 3 з кулачками 13. Кулачки 13 періодично контактують з опорним елементом 5, який з можливістю переміщення у напрямку перпендикулярному до площини пруткового полотна 2 і фіксації свого положення встановлено на рамі 1 за допомогою кронштейна 4. Переміщення опорного елемента дозволяє безступінчато змінювати кут миттєвого повертання скребоків від максимального значення до нуля. В одній площині з поздовжньою віссю опорного елемента встановлено один з опорних роликів 6.

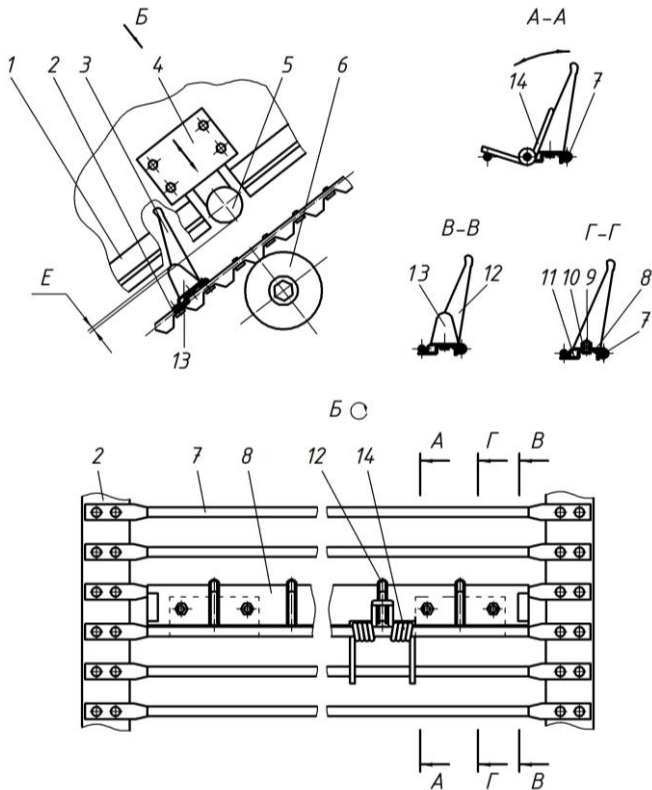


Рис. 1. Транспортер-сепаратор для коренебульбоплодів

Особливість конструкції скребоків 3 полягає у тому, що прутки 7 полотна 2 охоплюють зовнішні скоби 8, до яких, за допомогою болтів

9 і гайок 10, прикріплені внутрішні пластини 11. До поверхні зовнішніх скоб приєднані пальці 12 і кулачок 13. Скребки 3 у напрямку руху пруткового полотна 2 підтиснуті пружиною 14, а кут їх нахилу до пруткового полотна обмежений внутрішніми пластинами 11.

В процесі роботи скребки 3, в зоні веденого барабана, захоплюють коренеплоди (на рисунку не зображено) і транспортують їх у напрямку вивантаження. При підході скребків 3 до опорного елемента 5 за умови наявності перекриття “E” відбувається його взаємодія з поверхнею кулачка 13. Це призводить до провертання скребків 3 навколо осі прутка 7, з одночасною деформацією пружини 14, на певний кут, який визначається величиною перекриття “E” і положенням виходу із зачеплення кулачка 13 відносно опорного елемента 5. Далі, під дією сили пружини 14 скребки 3 з коренеплодами здійснюють зворотній рух до контакту задньої частини внутрішньої пластини 11 із сусіднім прутком 7 полотна 2. При цьому, коренеплоди, під дією сил інерції, викидаються вперед на прутки 7 полотна 2. Така ударна взаємодія з пружними прутками 7 призводить до очищення коренебульбоплодів шляхом їх струшування, а також перекичування у зворотному напрямку до повторного ударного контакту із пальцями 12 скребків 3, що також сприятиме додатковому очищенню поверхні коренеплодів від налиплого ґрунту.

Переміщення опорного елемента 5 в бік полотна 2 збільшує величину перекриття “E”, а отже і кут провертання скребка, що дозволяє підвищити інтенсивність сепарації коренебульбоплодів. Переміщення опорного елемента 5 від полотна 2 зменшує величину перекриття “E”, а отже і кут провертання скребка, що дозволяє зменшити інтенсивність додаткового впливу на коренебульбоплоди, аж до повного його виключення, якщо такий вплив не потрібен, наприклад при сприятливих умовах збирання. Останнє дозволить знизити енергозатрати на реалізацію технологічного процесу та пошкодження коренебульбоплодів.

Розташування в одній площині опорного елемента 5 та опорного ролика 6 виключить можливість прогинання пруткового полотна 2 в даній зоні в момент контакту опорного елемента з поверхнею кулачка.

Очевидним є те, що основними параметрами, які впливають на процес доочищення коренеплодів будуть жорсткість пружини 14, кут повороту скребків 3 в процесі взаємодії кулачка 13 з опорним елементом 5, кут нахилу полотна до горизонту, а також лінійна швидкість руху скребків.

Для визначення інтенсивності впливу цих параметрів на виконання технологічного процесу доцільно провести комплекс експериментальних досліджень, методика яких повинна бути наступною.

Під несучою гілкою полотна, з охопленням зони, в якій розташований опорний елемент 5 необхідно встановити мірний короб, в який просипатимуться домішки ґрунту та рослинні рештки при виконанні машиною технологічного процесу.

Після зміни тих чи інших параметрів і проходження машиною залікової ділянки домішки з короба зважуються, що дозволяє встановити вплив відповідних параметрів робочих органів на інтенсивність процесу очищення коренебульбоплодів.

Застосування даної методики забезпечить проведення експериментальних досліджень з мінімальним затратами часу та ресурсів, а також дозволить встановити раціональні параметри робочих органів для досягнення максимального сепаруючого ефекту коренебульбоплодів.

Висновки.

1. Запропонована вдосконалена конструкція транспортера-сепаратора для коренебульбоплодів, при незначній складності, дозволяє регулювати інтенсивність додаткового очищення коренебульбоплодів.

2. Представлено методику експериментальних досліджень з визначення інтенсивності впливу домінуючих параметрів на технологічний процес очищення коренеплодів.

3. Для встановлення раціональних конструктивно-технологічних параметрів транспортера-сепаратора необхідно провести теоретичні та експериментальні дослідження.

Література

1. Ткаченко І.Г., Гладь Ю.Б., Гевко Р.Б., Павелчак О.Б. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора // Міжвузівський збірник: Наукові нотатки. Вип. 7. – Луцьк: ЛДТУ. – 2000. – С.260-266.

2. Пат. 3120 У Україна, МПК 7 А01D27/04. Транспортно-сепаруючий пристрій / Данильченко М.Г., Маланчин А.М., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Гладь Ю.Б. - № 2004010696; Заявл. 30.01.04; опубл. 15.10.04, Бюл.№10, 2004.

3. Гевко Р.Б., Павх І.І., Гладь Ю.Б., Ткаченко І.Г. Розрахунок конструктивно-кінематичних параметрів стрічкового транспортера-очисника // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Випуск 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. – 1999. – С. 46 – 53.

РОЗРАХУНОК УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОДАЧІ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ В ЗОНУ РІЗАННЯ

Приведена методика розрахунку роликів систем установок для подачі конвеєрної стрічки з бухти в зону різання і її розрізання на смуги для конвеєрів сільськогосподарських машин. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктив і силових параметрів подаючих систем з метою зменшення зусилля подачі.

Постановка проблеми. В сільськогосподарських, дорожніх та інших машинах і механізмах останнім часом набули широкого використання конвеєрні стрічки з тканинним чи металічним кордом. Промисловість Німеччини випускає і експортує її в різні країни світу в тому числі в Україну. Такі гумово-бавовняні конвеєрні стрічки з відкритими трапецієподібними виступами для зачеплення з відповідними шліцевими виступами шліцевих валів експортують в рулонах шириною 0,9...2 м і довжиною 50 м. Для одночасного її розрізання на смуги певної ширини з можливістю її регулювання необхідно розробити конструктивно-компонувальну схему механізму захоплення і подачі в зону різання і методику їх розрахунку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням теорії і практики подаючих механізмів конвеєрної стрічки в зону різання присвячено ряд праць [1, 2, 3, 4], однак цілий ряд питань залишилися не вирішеними.

Мета дослідження - є розробка методики розрахунку подачі конвеєрної стрічки в зону різання з мінімальними енерговитратами.

Результати дослідження. Розрахункова схема механізму подачі конвеєрної стрічки в зону різання роликівими підтримуючими елементами представлена на рис.1.

На рис.1 зображено стрічку 2, яка рухається на двох опорних роликах 3. Розрахункову схему руху стрічки можна розглядати як балку на двох опорах A і B із рівномірнорозподіленим навантаженням P від дії власної ваги стрічки.

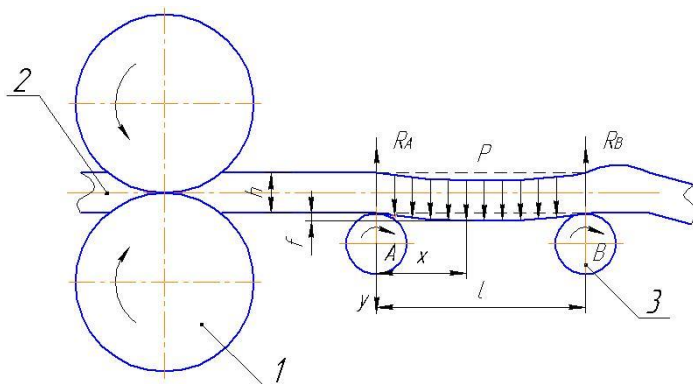


Рис. 1. Розрахункова схема механізму подачі конвеєрної стрічки в зону різання: 1 – дискові ножі; 2 – стрічка; 3 – валки

Реакції опор в цьому випадку визначають із залежностей:

$$R_A = \frac{Pl}{2}; R_B = \frac{Pl}{2}, \quad (1)$$

де R_A, R_B - відповідно реакції опорних роликів A, B ; H ; l - віддаль між сусідніми опорними валками, мм.

Момент гнуття конвеєрної стрічки на роликах можна визначити із залежності:

$$M = \frac{l}{2} P \cdot l \left(x - \frac{x^2}{l} \right); \quad (2)$$

$$M_{\max} = \frac{Pl^2}{8}, \text{ при } x = \frac{l}{2}.$$

Рівняння лінії зігнутої стрічки буде мати вигляд:

$$\gamma = \frac{P \cdot x}{24EI} (l^3 - 2 \cdot l \cdot x + x^3) \quad (3)$$

де x - плече прикладання сили, м.

При цьому максимальний прогин стрічки утворюється по середині між роликами при $x=l/2$ і він дорівнює:

$$f = \frac{5}{384} \frac{Pl^4}{EI}, \quad (4)$$

де l - відстань між роликами, мм; E - модуль Юнга для матеріалу стрічки, МПа; I - осьовий момент інерції поперечного сечення

стрічки, мм⁴; P – рівномірне розподілене навантаження від власної ваги стрічки, Н/мм.

Рівномірне навантаження роликів конвеєрної стрічки визначають з залежності:

$$P = 10bh\gamma, \quad (5)$$

де b – ширина стрічки, мм; h – товщина стрічки, мм; γ – густина матеріалу стрічки, кг/мм³.

Осьовий момент інерції:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}. \quad (6)$$

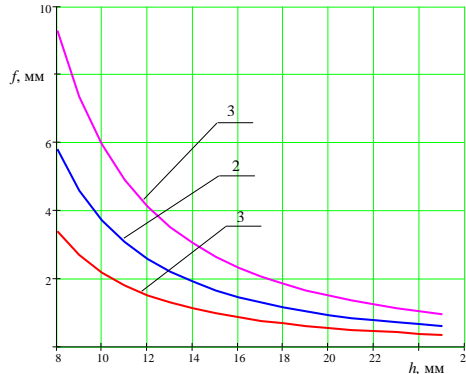
Підставляючи значення формули (5) у формулу (4) одержимо залежність для визначення величини прогину конвеєрної стрічки між опорними валками при її подачі в зону розрізання:

$$f = 1,56 \cdot \frac{\gamma \cdot l^4}{E \cdot h^2}. \quad (7)$$

Залежність віддалі l між роликami A і B від товщини і прогину стрічки визначають з залежності:

$$l = \sqrt[4]{\frac{f \cdot E \cdot h^2}{1,56 \cdot \gamma}}. \quad (8)$$

На рис. 2 і 3 приведені графічні залежності величини прогину конвеєрної стрічки відповідно від її товщини і від відстані між роликami, а на рис. 4 представлено залежності розміщення опорних роликів від товщини конвеєрної стрічки.



1 – $l = 700$ мм, 2 – $l = 800$ мм, 3 – $l = 900$ мм

Рис. 2. Залежність прогину стрічки від її товщини

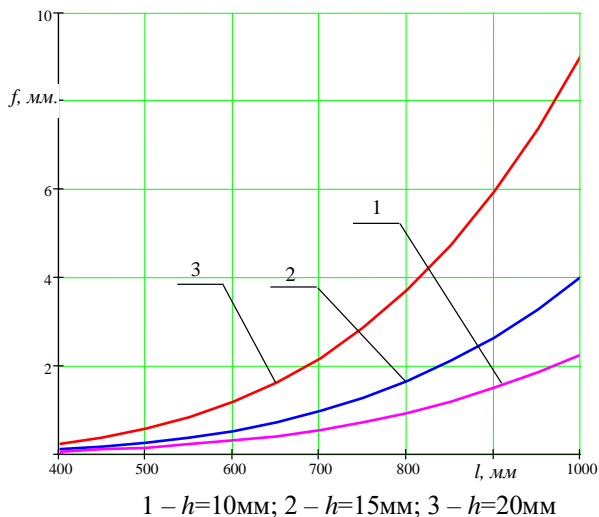


Рис. 3. Залежність прогину стрічки від відстані між роликками

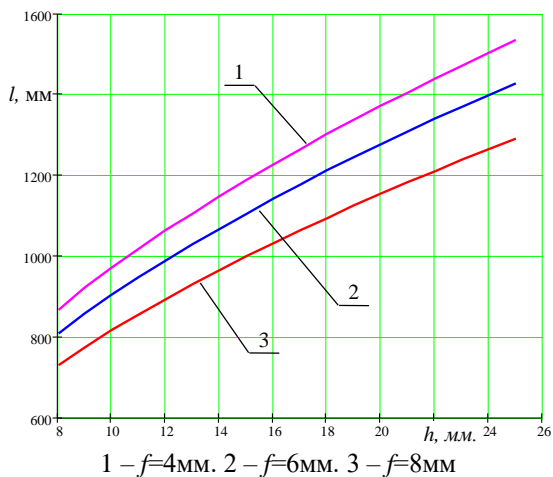


Рис. 4. Залежність відстані між роликками від товщини стрічки

Як видно з рисунків із збільшенням товщини конвеєрної стрічки величина прогину зменшується, а величина відстані між валками збільшується. Ці моменти необхідно враховувати при

конструюванні установок для розрізання конвеєрної стрічки різної товщини, а віддаль l між опорними роликами повинна регулюватися відповідними механізмами.

Висновки. Приведена методика розрахунку роликівих подаючих систем конвеєрної стрічки з бухти в зону різання. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів подаючих систем з метою збільшення зусилля подачі і покращення умов різання. Побудовані графічні залежності для визначення конструктивних параметрів подаючих систем від товщини стрічки та інших параметрів, які дають можливість вибирати віддалі між опорними валками і регулювати їх.

Література

1. Иванов В.Н., Алешунина Л.А. Технология резиновых технических изделий. - 3-е изд. - Л.: Химия, 1988. – 264 с.
2. Кошелев Ф.Ф., Корнев А.Э., Буканов А.М. Общая технология резины. - 4-е изд. - М.: Химия, 1985. – 528 с.
3. Логуш І.В. Технологічне забезпечення виготовлення стрічок із зубчастих гумово–кордових рулонних заготовок: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – “Технологія машинобудування”. – Тернопіль, 2006. - 21с.
4. Рублюк О.В. Розробка технології одержання виробів з вторинної полімерної сировини: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08. – Львів, 1994. - 190с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

Г.А. Хайліс, д.т.н.
Луцький державний технічний університет
В.І. Василюк
Ніжинський агротехнічний інститут НАУ

АНАЛІЗ РОБОТИ ЧОТИРЬОХВАЛЬЦЕВОГО ЛЬНОТЕРКОВОГО АПАРАТУ

В статті наводиться аналіз чотиривальцевого апарату для перетирання коробочок льону.

Для обмолоту і перетирання насінневих коробочок багатьох культур, в тому числі і льону, застосовуються вальцеві теркові апарати, які можуть бути двохвальцевими, трьохвальцевими і чотирьохвальцевими. Дослідження таких апаратів проведені дослідниками [1, 2, 3, 4, 5], однак робота чотирьохвальцевого апарату досліджена недостатньо. В даній статті аналізується робота чотирьохвальцевого апарату, вальці якого розміщені в один ряд по горизонталі.

Якщо в чотирьохвальцевому терковому апараті розмістити вальці так, щоб вони знаходились по горизонталі в один ряд, а число плющильних щілин було рівне двом, то це будуть два горизонтально розміщені двохвальцеві теркові апарати, які працюють разом (рис. 1). В цьому апараті насінневі коробочки для перетирання поступають зверху. Як бачимо із схеми на рис. 1, в апараті, якщо врахувати напрямок обертання вальців 1, 2, 3 і 4 навколо їх центрів O_{B1} , O_{B2} , O_{B3} і O_{B4} , перетирання (плющення) насінневих коробочок буде мати місце в щілинах, які знаходяться по лініях a_1b_1 і a_2b_2 , тобто там, де є плющильні щілини; коробочки при цьому поступають зверху і проходять між щілинами вниз. В зоні ж між вальцями з центрами O_{B2} і O_{B3} насінневі коробочки, навпаки, піднімаються вальцями, як правило, знизу вверх, хоча це не завжди вдається. Розглянемо особливості підйому вверх насінневих коробочок при обертанні вальців 2 і 3.

Для того, щоб коробочка, яка опинилася в зоні між вальцями 2 і 3, була переведена в одну із зон a_1b_1 або a_2b_2 , необхідно, щоб вальці 2 і 3 так впливали на коробочку, щоб вона піднялася вище вправо або вліво.

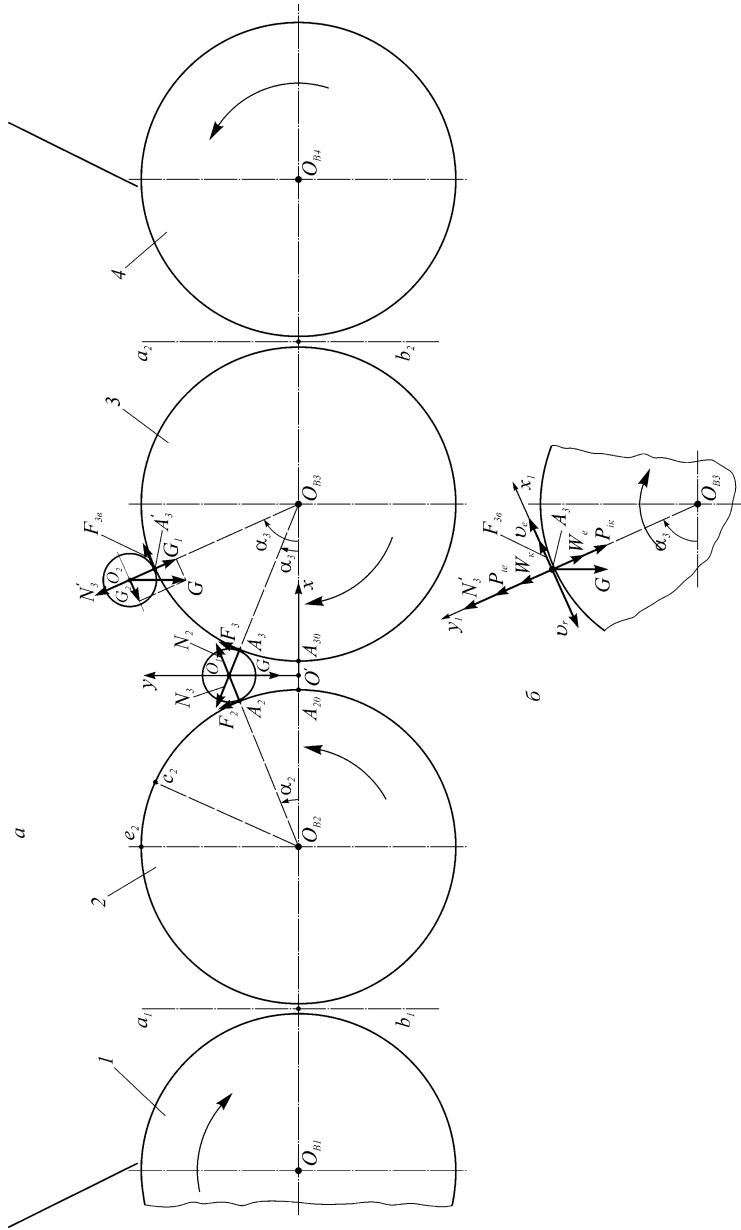


Рис. 1. Чотирирівальцевий терковий апарат, який складається із двох горизонтально розміщених двохвальцевих апаратів (а), та схема до визначення умови затягування коробочки льону в площині щілину a_2b_2 (б)

На таку коробочку з центром O_1 при нерухомих вальцях діють сила ваги G і нормальні сили реакції вальця 2 N_2 і вальця 3 N_3 (рис. 1, а). Якщо ж вальці обертаються, то ще діють сили тертя F_2 зі сторони вальця 2 і F_3 зі сторони вальця 3. Проведемо нерухому систему координат $xO'u$ з початком в точці O' і віссю x , направлений по горизонталі вправо, і віссю y , яка направлена вгору. Розглядаючи коробочку як тверде тіло, яке знаходиться в спокої (до початку руху), складаємо рівняння їх рівноваги:

$$\begin{cases} \sum X_i = N_2 \cos \alpha_2 - N_3 \cos \alpha_3 + F_3 \sin \alpha_3 - F_2 \sin \alpha_2 = 0; \\ \sum Y_i = -G + N_2 \sin \alpha_2 + N_3 \sin \alpha_3 + F_3 \cos \alpha_3 + F_2 \cos \alpha_2 = 0; \\ \sum M_{O'} = F_3 r_K - F_2 r_K = 0. \end{cases} \quad (1)$$

В цих рівняннях $\sum X_i$ і $\sum Y_i$ представляють собою суми проєкцій сил на осі x та y , а $\sum M_{O'}$ представляє собою суму моментів сил відносно центру O' .

Сили F_2 і F_3 дорівнюють:

$$\begin{cases} F_2 = f_2 N_2; \\ F_3 = f_3 N_3, \end{cases} \quad (2)$$

де f_2 і f_3 – коефіцієнти тертя спокою коробочки об вальці в точках A_2 і A_3 .

Розв'язавши разом перші два рівняння (1) і рівність (2) одержимо:

$$N_2 = \frac{G}{\frac{\cos \alpha_2 - f_2 \sin \alpha_2}{\cos \alpha_3 - f_3 \sin \alpha_3} (\sin \alpha_3 + f_3 \cos \alpha_3) + \sin \alpha_2 + f_2 \cos \alpha_2}; \quad (3)$$

$$N_3 = \frac{G}{\frac{\cos \alpha_3 - f_3 \sin \alpha_3}{\cos \alpha_2 - f_2 \sin \alpha_2} (\sin \alpha_2 + f_2 \cos \alpha_2) + \sin \alpha_3 + f_3 \cos \alpha_3}. \quad (4)$$

За рівних кутів α_2 і α_3 , тобто при $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha$, із (3) і (4) випливає, що N_2 і N_3 рівні:

$$N_2 = G \frac{\cos \alpha - f_3 \sin \alpha}{(1 - f_2 f_3) \sin 2\alpha - (f_2 + f_3)(1 - 2 \cos^2 \alpha)}; \quad (5)$$

$$N_3 = G \frac{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha}{(1 - f_2 f_3) \sin 2\alpha - (f_2 + f_3)(1 - 2 \cos^2 \alpha)}. \quad (6)$$

Якщо ж $f_2 = f_3 = 0$, то

$$N_2 = N_3 = \frac{G}{2 \sin \alpha}. \quad (7)$$

Такі сили діють зі сторони вальців на коробочку до початку їх руху. При русі (обертанні) вальців з'являються сили тертя, позначені вони F'_2 і F'_3 . Вище буквами F_2 і F_3 позначені сили тертя спокою, які діють разом із силами N_2 і N_3 при попаданні коробочки в зону між нерухомими вальцями 2 і 3. При обертанні вальців сили F'_2 і F'_3 будуть представляти собою сили тертя ковзання, вони дорівнюють:

$$\begin{cases} F'_2 = f'_2 N_2; \\ F'_3 = f'_3 N_3, \end{cases} \quad (8)$$

де f'_2 і f'_3 – коефіцієнти тертя ковзання вальців 2 і 3 в коробочку.

З врахуванням (5) і (6) сили F'_2 і F'_3 дорівнюють:

$$\begin{cases} F'_2 = f'_2 G \frac{\cos \alpha - f_3 \sin \alpha}{(1 - f_2 f_3) \sin 2\alpha - (f_2 + f_3)(1 - 2 \cos^2 \alpha)}; \\ F'_3 = f'_3 G \frac{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha}{(1 - f_2 f_3) \sin 2\alpha - (f_2 + f_3)(1 - 2 \cos^2 \alpha)}. \end{cases} \quad (9)$$

Під дією сил F'_2 і F'_3 коробочка при обертанні вальців може трохи піднятися, а якщо одна із цих сил (F'_2 і F'_3) більше другої, то можливий поворот коробочки відносно тієї точки (A_2 чи A_3), у якій сила тертя менша. І описаний підйом коробочки, і її поворот не можуть бути суттєвими, так як при підйомі зменшуються сили N_2 і N_3 , а при повороті можливе зменшення однієї із цих сил. Внаслідок цього, коробочки, що опинилися в щілині між вальцями 2 і 3 при кутах α_2 і α_3 менше 45° , будуть довго знаходитися в такому положенні і не зможуть піднятися вище. В значно вигіднішому положенні з точки зору піднімання коробочок і їх надходження в плющильні щілини знаходяться коробочки, у яких кути α_2 і α_3 більше 45° . Такі коробочки зможуть швидше потрапити в плющильні щілини.

Для більш глибокого аналізу взаємодії з вальцями коробочки, у якої кут α_3 більше 45° , розглянемо поведінку коробочки з центром O_2 , що опинилася на вальці 3 (рис. 1, а). У цієї коробочки кут відхилення радіуса $O_{B3}O_2$ від горизонталі $O_{B3}O_{B2}$ позначений α_3 , тобто аналогічно, як у коробочки з центром O_1 , а сила ваги коробочки, прикладена в її центрі O_2 , також позначена G . Завдання полягає в тому, щоб визначити, при якому куті α_3 коробочка починає затягуватися вальцем 3, що обертається, в сторону площильної щілини a_2b_2 .

Як тільки коробочка, падаючи, доторкнулась до поверхні вальця, що обертається, вона почала здійснювати відносно вальця відносний рух. Приймаючи коробочку льону за матеріальну точку, складемо для неї в загальному вигляді відоме з курсу теоретичної механіки диференціальне рівняння відносного руху точки в векторній формі:

$$m\overline{W}_r = \sum \overline{P}_i + \overline{P}_{ie} + \overline{P}_{ik}, \quad (10)$$

де m – маса коробочки (матеріальної точки);

\overline{W}_r – вектор відносного прискорення;

P_i – сила, яка діє на матеріальну точку (тут такими силами будуть сила ваги G , сили реакції N_3' і сили тертя F_{3B});

P_{ie} – переносна сила інерції;

P_{ik} – коріолісова сила інерції.

В моменти дотику матеріальної точки, за яку приймаємо коробочку, з поверхнею вальця, її швидкість, якщо вона була направлена по радіусу O_2O_{B3} (рис. 1, а), дорівнює нулю; якщо ж швидкість падіння точки (коробочки) не направлена по радіусу O_2O_{B3} , а під деяким кутом до вказаного радіуса, то складова цієї швидкості падіння, перпендикулярна радіусу O_2O_{B3} , може бути направлена в сторону обертання вальця (якщо кут нахилу швидкості до горизонталі незначний) або проти обертання вальця (якщо кут нахилу до горизонталі вказаної швидкості великий і наближається до 90°). В подальших розрахунках будемо вважати, що швидкість падіння точки (коробочки) на валець направлена по радіусу O_2O_{B3} . За таких умов в момент дотику точки з поверхнею вальця її швидкість рівна нулю, і вона відстає від рухомого вальця з відносною швидкістю v_r , яка

дорівнює ωr , де r – радіус вальця. Валець при цьому здійснює переносний рух, а точка вальця, з якою дотикається коробочка, рухається зі швидкістю в сторону обертання вальця; це переносна швидкість v_e . Таким чином, переносна швидкість v_e буде ωr . На рис. 1, б показано це положення коробочки у вигляді точки A'_3 , показані її швидкість v_e , що дорівнює ωr , і швидкість v_r , рівна також ωr , але направлена в протилежну сторону. Завдяки тому, що коробочка прийнята за матеріальну точку і позначена на рис. 1, б A'_3 , то з точкою A'_3 співпадає зображена на рис. 1, а точка O_2 .

В даному випадку переносне прискорення точки A'_3 W_e дорівнює доцентровому прискоренню $\omega^2 r$ і направлене до центра O_{B3} вальця, а прискорення Кориоліса W_K рівне $2v_r\omega$ і направлене від центра обертання. Тоді переносна сила інерції P_{ie} рівна за величиною mv_e і направлена від центра, а коріолісова сила інерції P_{ik} рівна за величиною mv_K і направлена до центру O_{B3} . Сила реакції в'язі N'_3 направлена по нормалі $O_{B3}A'_3$, а сила тертя F_{3B} направлена в сторону обертання вальця протилежно швидкості v_r .

Побудуємо зв'язану з вальцем систему координат $x_1 A'_3 y_1$ з початком в точці вальця, яка співпадає з точкою A'_3 , віссю x_1 направленою в сторону руху вальця (за вектором v_e тобто по дотичній), і віссю y_1 , направленою перпендикулярно x_1 вгору. Будемо проєктувати вектори рівняння (10) на осі x_1 і y_1 ; тоді одержимо:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 = -G \sin(90^\circ - \alpha_3) + F_{3B}; \\ m\ddot{y}_1 = -G \cos(90^\circ - \alpha_3) + N'_3 + P_{ie} - P_{ik}. \end{cases} \quad (11)$$

Так як точка A'_3 (коробочка) вздовж осі y_1 не рухається, то $\ddot{y}_1 = 0$. Підставляємо це значення в друге рівняння (11), а також значення P_{ie} і P_{ik} , що дорівнюють відповідно $m\omega^2 r$ і $2m\omega^2 r$, одержимо рівняння:

$$0 = -G \sin \alpha_3 + N'_3 + m\omega^2 r - 2m\omega^2 r,$$

звідки

$$N_3' = G \sin \alpha_3 + m\omega^2 r. \quad (12)$$

Сила F_{3B} дорівнює fN_3' , де f – коефіцієнт тертя ковзання вальця відносно коробочки; підставляючи це значення F_{3B} з врахуванням (12) в перше рівняння (11), одержуємо формулу для визначення прискорення \ddot{x}_1 :

$$\ddot{x}_1 = -\frac{G}{m} \cos \alpha_3 + f \left(\frac{G}{m} \sin \alpha_3 + \omega^2 r \right).$$

Відношення $\frac{G}{m}$ дорівнює прискоренню вільного падіння g ;

коефіцієнт f дорівнює: $f = tg\varphi = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi}$, де φ – кут тертя. Якщо ці

дані підставити в наведене вище рівняння, то одержимо:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= g \left(\frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} \sin \alpha_3 - \cos \alpha_3 \right) + \omega^2 r \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = \\ &= -g \frac{\cos \varphi \cos \alpha_3 - \sin \varphi \sin \alpha_3}{\cos \varphi} + \omega^2 r \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = \\ &= \omega^2 r \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} - g \frac{\cos(\varphi + \alpha_3)}{\cos \varphi}. \end{aligned} \quad (13)$$

Для того, щоб коробочка (матеріальна точка) A_3' (рис. 1, б) зтягувалась в щілину a_2b_2 необхідно, щоб прискорення \ddot{x}_1 було

більше нуля, тобто $\omega^2 r \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} > g \frac{\cos(\varphi + \alpha_3)}{\cos \varphi}$. Це можливо при:

$$\omega^2 r \sin \varphi > g \cos(\varphi + \alpha_3),$$

тобто, коли

$$\alpha_3 > \arccos \left(\frac{\omega^2 r}{g} \sin \varphi \right) - \varphi. \quad (14)$$

При такому куті α_3 обертовий валець 3 зтягує коробочку в плющільну щілину a_2b_2 . В той же час при

$$0 \leq \alpha_3 \leq \arccos \left(\frac{\omega^2 r}{g} \sin \varphi \right) - \varphi \quad (15)$$

коробочка не затягується (не захоплюється) вальцем 3 і залишається між вальцями 2 і 3. Це ж саме явище відбувається також із коробочками, які могли б знаходитись в зоні c_2e_2 вальця 2, тобто формула (15) може бути використана і для вальця 2, якщо в неї замість α_3 підставити α_2 , причому кут α_2 відраховується від горизонталі $O_{B_2}A_{2O}$ в напрямку обертання вальця 2 до радіуса $O_{B_2}c_2$.

Із викладеного вище можна зробити висновок, що при роботі вальцевого апарату в зоні $c_2A_{2O}A_{3O}A_3'$ утворюється нагромадження вороху, якому важко піднятися вгору і поступати в зони плющильних щілин a_1b_1 і a_2b_2 , а наростає над горизонтальною площиною. Це враховується при експлуатації апаратів, ворох, що накопичується, періодично (при зупинці машини) переводиться в плющильні вальці для обмолоту.

Література

1. Льноуборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н.Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 212-218.
2. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – Киев: Изд-во УСХА, 1992. – С. 198-205.
3. Болотов И.Н., Козырева А.А., Кондрашук П.К. и др. Комплексная механизация льноводства. Л. – М.: Изд-во сельскохозяйственной литературы, 1962. – С. 155-158.
4. Сай В.А. Аналіз процесу затягування вороху льону плющильними вальцями // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 10. – Луцьк. Ред.- вид. відділ ЛДТУ, 2003. – С. 195-200.
5. Лукач В.С., Василюк В.І., Макаєв В.І. Деякі особливості роботи чотирьохвальцевого льнотеркового апарата // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 15. – Луцьк. Ред.- вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 192-195.

Г.А. Хайліс, д.т.н., А.Ю. Горбовий, д.т.н., Ю.В. Федорусь
Луцький державний технічний університет

ОСОБЛИВОСТІ ПЕРЕМІЩЕННЯ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ ПРИ РОБОТІ ЛЬОНОПЛЮЩИЛЬНО-ОБЧІСУВАЛЬНОГО АПАРАТА

В статті викладено аналіз процесу переміщення опорної поверхні при плющенні насінневих коробочок рухомим вальцем, який обертається та здійснює круговий рух.

Дослідження плющення насінневих коробочок вальцями, що обертаються навколо своїх осей та здійснюють круговий рух в просторі, проводились раніше [1, 2, 3, 4, 5], однак не досліджувалось переміщення опорної поверхні, між якою проходив процес плющення стрічки льону. Ці питання розглядаються в даній статті.

При роботі апарата валець, що обертається, наближується і доторкується до стеблевої стрічки, натискає на неї, повертаючи її проти годинникової стрілки і опускаючи вниз, натискаючи на пружину. Валець, рухаючись, виконує плющення стрічки і сходиться з неї. Тому коли валець ще не доторкнувся стрічки, то опорна поверхня під дією стиснутої пружини повертається в іншу сторону, тобто за годинниковою стрілкою і піднімається вгору. Якщо при цьому наступний валець не почав торкатись стрічки, то піднята опорна поверхня впирається в упор і зупиниться, а якщо валець почав торкатися стрічки, то опорна поверхня зупиниться.

Для аналізу явища повернення опорної поверхні звернемось до рис.1, на якому зображено положення поверхні після деякого її повороту за годинниковою стрілкою до верху. До цього поверхня нахилилась в положенні закінчення плющення, в якому вона знаходилась в момент сходження вальця зі стеблевої стрічки. В даному положенні на поверхню діє сила P_n стиснутої пружини та сила G її ваги. Під дією цих сил виконується поворот поверхні. Аналіз цього повороту приведемо при наступних припущеннях:

а) внаслідок закріплення частини стеблевої стрічки в затискному транспортері вага останньої частини не передається на опорну поверхню;

б) точка O , центр C прикладання сили G та точка h прикладання сили P знаходяться на одному рівні по горизонталі, в зв'язку з чим дуги, по яких переміщуються центр C та точка h , можна вважати вертикальними;

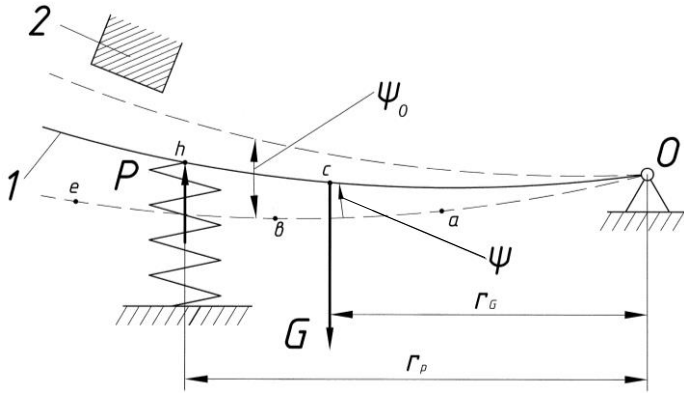


Рис.1. Положення опорної поверхні при взаємодії з вальцем: 1 – опорна поверхня; 2 – упор

в) лінії дії сил P_n та G паралельні та вертикальні;

г) опір повітря і втрати на тертя в опорах поверхонь досить малі і ми їх не враховуємо.

Позначимо відстань від опори O до лінії дії сили P_n через r_p , а відстань від опори O до лінії дії сили G через r_G , тоді диференціальне рівняння обертального руху опорної поверхні буде мати вигляд (при умові, що моменти сил, направлені за годинниковою стрілкою, додатні):

$$I_0 \ddot{\psi} = P_n r_p - G r_G, \quad (1)$$

де I_0 - момент інерції опорної поверхні відносно осі O ;

$\ddot{\psi}$ - кутове прискорення обертального руху поверхні;

ψ - кут повороту поверхні який відраховується від її нижнього крайнього положення.

Сила P_n рівна :

$$P_n = c_n [A_0 + r_h (\psi_0 - \psi)], \quad (2)$$

де c_n - жорсткість пружини;

A_0 - попередня натяжка пружини (залежить від конструкції, її може не бути);

ψ_0 - кут на який поверхня повертається при сходженні вальця з поверхні;

ψ - кут на який поверхня повертається назад до верху.

З врахуванням (2) рівність (1) має вигляд:

$$\ddot{\psi} = \frac{c_n r_p}{I_0} [A_0 + r_h(\psi_0 - \psi)] - \frac{G}{I_0} r_G. \quad (3)$$

В цьому рівнянні кут ψ додатний, коли направлений по годинниковій стрілці.

Для рішення рівняння проведемо заміну функції:

$$x = \frac{c_n r_p}{I_0} [A_0 + r_p(\psi_0 - \psi)] - \frac{G}{I_0} r_G. \quad \text{Тоді продиференціювавши двічі}$$

функцію отримаємо : $\dot{x} = -\frac{c_n}{I_0} r_p^2 \dot{\psi}$; $\dot{x} = -\frac{c_n}{I_0} r_p^2 \dot{\psi}$. З останньої рівності

визначаємо: $\dot{\psi} = -\frac{I_0}{c_n r_p^2} \dot{x}$. Підставляємо це в зведене рівняння і

отримаємо: $-\frac{I_0}{c_n r_p^2} \ddot{x} = x$, звідки

$$\ddot{x} + \frac{c_n r_p^2}{I_0} x = 0. \quad (4)$$

Ми отримали лінійне диференціальне рівняння другого порядку з постійним коефіцієнтом. Рішення цього рівняння наступне:

$$x = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt, \quad (5)$$

де C_1 і C_2 – сталі інтегрування; t – час;

$$k = \sqrt{\frac{c_n r_p^2}{I_0}}. \quad (6)$$

Підставляючи це значення x в приведене вище рівняння, отримаємо:

$$C_1 \sin kt + C_2 \cos kt = \frac{c_n r_p}{I_0} [A_0 + r_p(\psi_0 + \psi)] - \frac{G}{I_0} r_G, \quad \text{звідки}$$

$$\psi = \psi_0 + \frac{A_0}{r_p} - \frac{I_0}{c_n r_p^2} (C_1 \sin kt + C_2 \cos kt) - \frac{G r_p}{C_n}. \quad (7)$$

Це залежність кута ψ від часу t та інших факторів. Швидкість повороту опорної поверхні отримаємо диференціюванням рівняння (7):

$$\dot{\psi} = \frac{I_0 k}{c_n r_p^2} (C_1 \cos kt - C_2 \sin kt). \quad (8)$$

Постійні інтегрування C_1 і C_2 визначаються за початковими умовами: при $t=0$; $\psi=0$ та $\dot{\psi}=0$. Підставляючи ці дані у рівняння (7) і (8), отримаємо:

$$0 = \psi_0 + \frac{A_0}{r_p} - \frac{I_o}{c_n r_p} C_2 + \frac{Gr_g}{c_n} ;$$

$$0 = \frac{I_o K}{c_n r_p^2} C_1 .$$

З другого рівняння випливає, що $C_1=0$. З першого рівняння знаходимо C_2 :

$$C_2 = \frac{C_{\Pi} r_p^2}{I_o} \left(\psi_0 + \frac{A_0}{r_p} \right) - \frac{Gr_G}{I_o}$$

Підставляючи значення C_1 і C_2 в рівності (7) і (8), отримаємо:

$$\psi = \psi_0 + \frac{A_0}{r_p} - \left[\psi_0 + \frac{A_0}{r_p} - \frac{Gr_G}{C_{\Pi} r_p^2} \right] \cos kt - \frac{Gr_G}{C_{\Pi} r_p^2} ; \quad (9)$$

$$\dot{\psi} = \left[\frac{Gr_G k}{C_{\Pi} r_p^2} - k \left(\psi_0 + \frac{A_0}{r_p} \right) \right] \sin kt . \quad (10)$$

Такі залежності кута поворота і кутової швидкості обертання опорної поверхні від часу після сходження вальця з цієї поверхні до надавлювання наступного за ним вальця на опорну поверхню. Якщо це надавлювання виникне через час t_0 до повного підйому поверхні і упору в опори апарату, то поступивший валець почне плющити стеблеву стрічку при куті ψ_n підйому поверхні, який визначається, якщо в (9) підставити замість t час t_0 .

Швидкість $\dot{\psi}$ буде при цьому рівна нулю, тобто поверхня зупиниться.

Література

1. Хайліс Г.А., Федорусь Ю.В. Аналіз процесу плющення стеблової стрічки вальцем, який рухається // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 6.- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. – С. 181-184
2. Федорусь Ю.В. Аналіз надходження стебел льону в плющильний пристрій обмолочуючого апарату // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 8.- Луцьк: Ред.- вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 317-320

3. Хайліс Г.А., Федорусь Ю.В. Визначення тиску на стебла при русі вальця в льоноплющильно-обчісувальному апараті //Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 9.- Луцьк: Ред.-вид. Відділ ЛДТУ, 2001. – С. 159-163.

4. Федорусь Ю.В. Аналіз процесу плющення насінневих коробочок в льоноплющильно-обчісувальному апараті //Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 11.- Луцьк: Ред.-вид. Відділ ЛДТУ, 2001. – С. 126-130.

5. Льноуборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н.Бухарин и др.- М.: Машиностроение, 1985. - 232 с.

УДК 631.358

Г.А. Хайліс, д.т.н., Л.М. Дацюк, к.т.н., С.Ф. Юхимчук, к.т.н.,
Н.О. Толстушко
Луцький державний технічний університет

АНАЛІЗ ДІЇ ЧИСТИКІВ ПОВЕРХОНЬ ШКІВІВ І РОЛИКІВ ЛЬОНОБРАЛЬНИХ АПАРАТІВ

У статті приводяться результати досліджень дії чистиків поверхонь шківів і роликів бральних апаратів за різних кутів нахилу чистиків. Зроблено аналітичний аналіз та встановлено оптимальний кут нахилу чистика для його якісної роботи за мінімально необхідної потужності.

Постановка проблеми. Під час розробки та дослідження чистиків необхідно знати їх оптимальний кут нахилу до поверхонь шківів і роликів, щоб якісно очищати поверхні за найменш необхідної потужності. Для цього ми досліджуємо очищення поверхонь чистиками з різними кутами нахилу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Чистики поверхонь шківів і роликів бральних апаратів виконують важливу функцію, зчищуючи із вказаних поверхонь прилиплу до них під час роботи машини масу, яка складається з роздавлених листків і насінневих коробочок, змішаних із землею. Якщо цю очистку не робити, то через налипання вказаної маси на поверхні шківів і роликів паси можуть буксувати або злітати, що недопустимо. Теорія роботи чистиків раніше не була розроблена [1, 2]. Нижче наводяться теоретичні основи їх дії.

Мета дослідження – забезпечити режим чистого різання для чистика, визначити його оптимальний кут нахилу, щоб отримати потрібну якість роботи за мінімально необхідної потужності.

Результати дослідження. На рис. 1, а представлений випадок, коли кут α між напрямком леза і радіусом OA , який з'єднує кінець A леза з центром O обертання, рівний 90° , а на рис. 1, б представлений випадок, коли цей кут α більший 90° . Чистик повинен тільки зрізати налипли на поверхню шківа масу і не гальмувати обертання шківа. Для цього достатньо, щоб кут α був рівний якраз 90° ; у цьому випадку лезо буде тиснути на масу, лише дотикаючись поверхні шківа, і буде меншим опір обертання шківа. Якщо силу опору різанню (очищенню) позначити P_{op} , то лезо в цьому випадку буде тиснути на масу з силою P , рівною P_{op} . Таким чином, режим чистого різання і умови очищення поверхні шківа без лишніх затрат енергії і гальмування обертання, мають вигляд:

$$\begin{cases} \alpha = 90^\circ; \\ P = P_{op}. \end{cases} \quad (1)$$

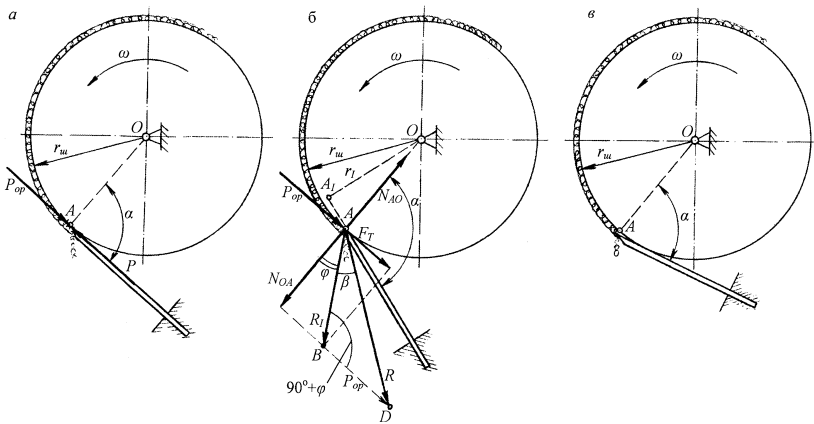


Рис. 1. Схеми шківів, які обертаються із встановленими чистиками за умови $\alpha=90^\circ$ (а), $\alpha>90^\circ$ (б), $\alpha<90^\circ$ (в)

Але практично важко досягти кута α рівного якраз 90° . Залежно від точності виготовлення деталей цього вузла кут α може бути дещо менше або дещо більше 90° .

У випадках, коли $\alpha<90^\circ$, кромка леза не може повністю зрізати налипли масу, оскільки кромка не притискається до поверхні шківа,

лезо дотикається до цієї маси тильною стороною. Тому необхідно, щоб кут α не був меншим 90° .

Якщо ж $\alpha > 90^\circ$, то кромка леза може повністю зняти налиплий шар, (рис. 1, б), але разом з тим леzo тисне з силою N_{AO} на поверхню шківa, яка відповідає силою реакції N_{OA} , направленою по радіусу OA (рис. 1, б). Сила N_{AO} направлена по радіусу AO , тобто протилежна силі N_{OA} . Сили ці рівні ($N_{AO} = N_{OA}$). Оскільки поверхня шківa ковзає відносно леза, то виникає сила тертя ковзання F_T шківa відносно леза, направлена в бік руху точки A шківa по дотичній до його (окружності) шківa, тобто перпендикулярно радіусу OA . Таким чином, з боку поверхні шківa з налиплою масою на леzo діючої сили P_{op} (про яку говориться вище), N_{OA} і F_T . Сила F_T рівна $f_T \cdot N_{OA}$, де f_T – коефіцієнт тертя ковзання поверхні шківa відносно леза.

Склавши геометрично сили N_{OA} і F_T , одержимо рівнодіючу R_1 цих сил, відхилену від сили N_{OA} в бік руху на кут тертя φ , рівний $\arctg f_T$. Якщо ж в кінець сили R_1 перенести силу P_{op} (рис. 1, б) і скласти геометрично R_1 і P_{op} , одержимо рівнодіючу R , тобто рівнодійну сил N_{OA} , F_T і P_{op} . Сила R відхилена від сили R_1 на кут β , а від нормальної сили N_{OA} на кут $\varphi + \beta$.

Залежно від відношення між кутами α , φ і β може статись, що сила R буде діяти нижче леза (як на рис. 1, б), по лезу або вище леза.

Якщо

$$\varphi + \beta < 180^\circ - \alpha, \quad (2)$$

то сила R діє нижче леза, яке буде відгинатись вниз.

Якщо

$$\varphi + \beta = 180^\circ - \alpha, \quad (3)$$

то сила R діє по лезу, яке буде випробовувати стискання (поздовжній згин).

Якщо ж

$$\varphi + \beta > 180^\circ - \alpha, \quad (4)$$

то сила R буде діяти вище леза, яке буде відгинатись вгору.

Сили N_{OA} і N_{AO} залежать від кута встановлення чистика відносно поверхні шківa і умов кріплення чистика. Сила P_{op} залежить від гостроти леза чистика, ступеня прилипання маси до поверхні шківa, вологості цієї маси і її складу, визначається ця сила експериментальним шляхом.

Позначимо кінець вектора R_1 буквою B , а кінець перенесеного вектора P_{op} буквою D і розглянемо трикутник ABD . У цьому трикутнику кут BAD рівний β , кут ABD рівний $90^\circ + \varphi$, а кут BDA рівний $180^\circ - (90^\circ + \varphi) - \beta = 90^\circ - (\beta + \varphi)$. Застосуємо до цього трикутника

теорему синусів, тоді одержимо:

$$\frac{R}{\sin(90^\circ + \varphi)} = \frac{R_I}{\sin[90^\circ - (\beta + \varphi)]} = \frac{P_{op}}{\sin \beta}. \text{ Із цих рівнянь находимо:}$$

$$R = R_I \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta + \varphi)} = P_{op} \frac{\cos \varphi}{\sin \beta}. \quad (5)$$

Якщо до поданих вище рівностей додати залежність $R_I = N_{OA}/\cos \varphi$, то можна одержати рівність

$$\frac{N_{OA} \cos \varphi}{\cos \varphi \cos(\beta + \varphi)} = \frac{P_{op} \cos \varphi}{\sin \beta}, \text{ із якої випливає рівняння:}$$

$$N_{OA}/P_{op} \cos \varphi = \operatorname{ctg} \beta \cos \varphi - \sin \varphi. \quad (6)$$

Рішенням цього рівняння знаходимо залежність кута β від кута φ і відношення N_{OA}/P_{op} :

$$\beta = \operatorname{arccctg} \left(\operatorname{tg} \varphi + \frac{N_{OA}}{P_{op} \cos^2 \varphi} \right). \quad (7)$$

Якщо в нерівність (2) замість β підставити праву частину рівності (7), то одержимо, що коли

$$\alpha < 180^\circ - \varphi - \operatorname{arccctg} \left(\operatorname{tg} \varphi + \frac{N_{OA}}{P_{op} \cos^2 \varphi} \right) \quad (8)$$

сила R діє нижче лева, яке відгинається вниз.

Якщо таку підстановку зробити в рівності (3), то одержимо, що коли

$$\alpha = 180^\circ - \varphi - \operatorname{arccctg} \left(\operatorname{tg} \varphi + \frac{N_{OA}}{P_{op} \cos^2 \varphi} \right) \quad (9)$$

сила R діє по лезу, стискаючи його.

Якщо далі таку ж підстановку зробити в нерівності (4), то одержимо, що коли

$$\alpha > 180^\circ - \varphi - \operatorname{arccctg} \left(\operatorname{tg} \varphi + \frac{N_{OA}}{P_{op} \cos^2 \varphi} \right) \quad (10)$$

сила R буде діяти вище лева, яке відгинається вгору.

Відгин чистика вгору може призвести до росту сил N_{OA} і N_{AO} , значить може зрости сила F_T і тому можуть зрости затрати енергії на подолання тertia між чистиком і шківом.

Визначимо ще потужність N , необхідну для роботи чистика.

У випадку режиму чистого різання прилиплої маси (рис. 1, *a*) момент M_c опору обертання шківа рівний:

$$M_c = P_{op} r_{ш}, \quad (11)$$

де $r_{ш}$ – радіус шківа.

Потужність N у цьому випадку рівна:

$$N = M_c \omega = P_{op} r_{ш} \omega, \quad (12)$$

де ω – кутова швидкість обертання шківа.

Якщо чистик встановлений під кутом α , який більше 90° (рис. 1, *b*), то момент M_c опору обертання шківа стане рівним $R \cdot r_1$, де r_1 – плече дії сили R , воно рівне відстані OA_1 , яке представляє собою довжину перпендикуляра, опущеного із центра обертання O на лінію дії сили R . Відстань OA_1 рівна $(OA) \cdot \cos \angle AOA_1$, де $\angle AOA_1$ – кут AOA_1 ; цей кут рівний $90^\circ - \beta - \varphi$. Таким чином, $r_1 = r_{ш} \cos[90^\circ - (\beta + \varphi)] = r_{ш} \sin(\beta + \varphi)$, де β визначається за формулою (7). Тому з викладеного, коли $\alpha > 90^\circ$ момент M_c рівний з урахуванням (5):

$$M_c = P_{op} r_{ш} \cos \varphi \sin(\beta + \varphi) / \sin \beta, \quad (13)$$

де β визначається за формулою (7).

Потужність N в цьому випадку стане рівною:

$$N = M_c \omega = P_{op} r_{ш} \omega \cos \varphi \sin(\beta + \varphi) / \sin \beta. \quad (14)$$

Висновки. Оскільки $\cos \varphi \sin(\beta + \varphi) / \sin \beta > 1$, то момент M_c і потужність N за формулами (13) і (14) більше моменту M_c і потужності N за формулами (11) і (12). Із цього випливає, що під час встановлення чистиків треба домагатися, щоб був забезпечений режим чистого різання.

Література

1. Льюнборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с., ил.
2. Хайлис Г.А. Теория и расчет льноуборочных машин // Труды Великолуцкого сельхозинститута. Выпуск XXVI. – Елгава, 1973. – 333 с.

Г.А. Хайліс, д.т.н.

Луцький державний технічний університет,

В.І. Залужний, к.т.н, Д.П. Федак

Львівська філія УкрНДІПВТ ім. Леоніда Погорілого

ОБҐРУНТУВАННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

В статті проведено аналіз ефективності використання двострічкових льонобральних агрегатів.

Постановка проблеми. Найбільш відповідальним та трудомістким етапом при виробництві льону-довгунця є збирання, на яке припадає до 80 % загальних затрат [1]. Тому на сучасному етапі розвитку механізації збиральних процесів льону-довгунця важливе значення має підвищення продуктивності льонозбиральної техніки. Більшість агрегатів, що вибирають з ґрунту стебла льону для розстилання однієї стрічки, можуть підвищувати свою продуктивність тільки шляхом збільшення швидкості руху агрегату. Але необхідна робоча швидкість руху агрегату залежить від стану стеблестою льону, макро- і мікрорельєфу ґрунту. Як показують дослідження і багатолітній досвід збирання льону, на вирівняних полях з прямостоячими стеблами (без бур'янів) робоча швидкість агрегату в комбайновому варіанті може бути від 7,0 км/год до 9,0 км/год, а в окремих випадках – до 10,0 км/год [2].

Розстилання стеблової стрічки при комбайновому вибиранні льону-довгунця повинне проводитися при кількості стебел на 1 погонному метрі стрічки до 2000 шт., що відповідає врожайності льону до 3,5 т/га. При більшому врожаї і густині стеблестою вибирання льону-довгунця проводять трьома секціями льонобралки, що приводить до зменшення продуктивності бральних агрегатів. А збільшення ширини захвату льонобралки комбайна неможливе, через те, що товстіша стрічка затрудняє роботу обчислюючого апарату. Крім цього, збільшення товщини стрічки льоносоломки погіршує процес вилежування льонотрести. Тому, підвищення продуктивності агрегату можливе тільки шляхом збільшення кількості стеблових стрічок, що розстилаються. Однак умови ефективного використання двострічкових льонозбиральних машин досліджено недостатньо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для покращення параметрів льонозбиральних машин багато дослідників вивчали

проблеми підвищення продуктивності льонозбиральних агрегатів, вбачаючи можливе розв'язання цих проблем у створенні більш досконалих льонозбиральних машин з новими конструкціями бральних апаратів [3].

За кордоном виготовляють, в основному, самохідні льонобралки з однострічковим або двострічковими стрічково-дисковими бральними апаратами [4].

В розробках широкозахватних льонобральних агрегатів збільшено ширину захвату не механічним спарюванням агрегатів, а розробкою нових конструкцій з відмінною схемою виконання технологічного процесу, наприклад, двострічкова льонобралка U-22. Це дало можливість збільшити продуктивність до 2 га/год за рахунок не тільки збільшення ширини захвату (2,28 м), але і за рахунок вищої робочої швидкості – 10-11 км/год. Ці параметри самохідної бралки, яка стелить дві стрічки, дали можливість забезпечити річний обсяг робіт 167 га [4].

Окремі дослідники констатують, що застосування самохідного двострічкового льонокомбайна в порівнянні з однострічковим при певних умовах може зменшити затрати праці майже в 3,3 рази [5, 6].

Мета дослідження. Метою даного дослідження є встановлення шляхів збільшення продуктивності льонозбирального агрегату.

Результати дослідження. За однієї і тієї ж робочої швидкості руху продуктивність двострічкового агрегату теоретично повинна бути в два рази більша, ніж у однострічкового, але у разі виникнення несправностей двострічковий агрегат доведеться частіше зупиняти для їх усунення, в порівнянні з однострічковим. Оскільки однострічковий агрегат простіше влаштований і вірогідність відмови у нього менша, то грошові витрати на забезпечення роботи у двострічкового агрегату будуть більшими. У зв'язку з викладеним проведемо розрахунок грошових витрат на функціонування агрегатів протягом сезону вибирання льону-довгунця.

Грошові витрати мають місце на капітальні вкладення (придбання енергетичного засобу), на технічне обслуговування, ремонт, на оплату праці (з нарахуваннями), на придбання паливо-мастильних матеріалів, окрім цього, необхідно враховувати амортизаційні відрахування і прямі експлуатаційні витрати. Якщо грошові витрати по однострічковому агрегаті позначити Z_1 , то ці витрати будуть рівними:

$$Z_1 = C_{ес1} + C_{а1} + A_{ел} + P_{мол} + Z_{зо1} + \Gamma_{зп1} + I_{нес1}, \quad (1)$$

де $Ц_{ес1}$ – ціна придбання енергетичного засобу; $Ц_{а1}$ – ціна придбання агрегату (однострічкового); $A_{б1}$ – амортизаційні відрахування; $P_{мо1}$ – затрати на технічне обслуговування і ремонт; $З_{зо1}$ – затрати на оплату праці (з нарахуваннями); $\Gamma_{зн1}$ – затрати на паливо-мастильні матеріали; $I_{нев1}$ – прямі експлуатаційні витрати.

Як уже вказувалося, всі ці витрати будуть на сезон вибирання льону-довгунця.

Витрати на сезон вибирання льону-довгунця для двострічкового агрегату $З_2$ будуть рівними:

$$З_2 = Ц_{ес2} + Ц_{а2} + A_{б2} + P_{мо2} + З_{зо2} + \Gamma_{зн2} + I_{нев2} + B_{cy}, \quad (2)$$

де $Ц_{ес2}$ – ціна придбання енергетичного засобу; $Ц_{а2}$ – ціна придбання двострічкового агрегату; $A_{б2}$ – амортизаційні відрахування; $P_{мо2}$ – затрати на технічне обслуговування і ремонт; $З_{зо2}$ – затрати на оплату праці (з нарахуваннями); $\Gamma_{зн2}$ – затрати на паливо-мастильні матеріали; $I_{нев2}$ – прямі експлуатаційні витрати; B_{cy} – витрати через складність управління двострічковим агрегатом, під час якого зменшується його продуктивність внаслідок погіршення його маневреності (порівняно з однострічковим агрегатом).

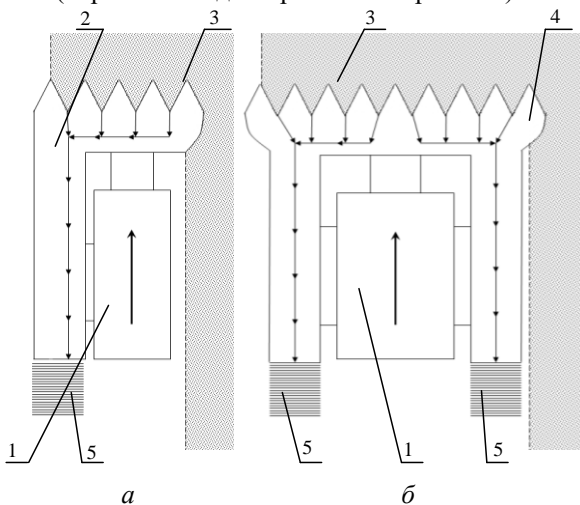


Рис. 1. Схеми однострічкового (а) і двострічкового агрегатів (б): 1 – енергосасіб; 2 – бралка однострічкова; 3 – стеблестій льону-довгунця; 4 – бралка двострічкова; 5 – стрічка

Витрати Z_1 і Z_2 розраховуються для одного і того ж періоду, при цьому впроваджувати двострічкові агрегати вигідно, якщо:

$$\frac{Z_2}{2} < Z_1, \quad (3)$$

Якщо впроваджувати двострічкові агрегати не вигідно, краще застосовувати замість одного двострічкового агрегату два однострічкові агрегати.

Для визначення умов, при яких дотримується нерівність (3), необхідно в цю нерівність підставити значення величин, що фігурують в рівнянні (1) і (2). Такий розрахунок представляє значну складність, щоб його спростити ми його виконаємо при ряду допущень:

а) ціна збирального агрегату пропорційна кількості стрічок, що розстилаються;

б) затрати на обслуговування і ремонт пропорційні кількості стрічок, що розстилаються;

в) затрати на оплату праці механізатора, обслуговуючого двострічковий агрегат, більше оплати праці механізатора, обслуговуючого однострічковий агрегат, в 1,5 рази;

г) затрати на паливо-мастильні матеріали при роботі двострічкового агрегату в два рази більші, ніж при роботі однострічкового агрегату;

д) прямі експлуатаційні витрати незначні і їх можна не враховувати;

е) витрати через погіршення маневреності двострічкового агрегату, порівняно з маневреністю однострічкового агрегату, незначні і враховувати їх не будемо.

З урахуванням представлених допущень матимемо:

$$\left. \begin{aligned} C_{a2} &= 2 \cdot C_{a1}; \\ P_{m2} &= 2 \cdot P_{m1}; \\ Z_{32} &= 1,5 \cdot Z_{31}; \\ \Gamma_{32} &= 2 \cdot \Gamma_{31}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Амортизаційні відрахування представимо у вигляді залежності від цін агрегатів, тоді

$$A_{a1} = K_a \cdot C_{a1}; \quad A_{a2} = K_a \cdot C_{a2}, \quad (5)$$

де K_a – коефіцієнт амортизаційних відрахувань.

Підставивши дані рівності (4) і (5) в (1) і (2), одержимо:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &\approx C_{e1} + C_{a1} + K_a C_{a1} + P_{m1} + Z_{31} + \Gamma_{31}; \\ Z_2 &\approx C_{e2} + 2C_{a1} + 2K_a C_{a1} + 2P_{m1} + 1,5Z_{31} + 2\Gamma_{31}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Через прийняті допущення, що знижують точність розрахунків, нерівність (3) краще представити таким чином:

$$Z_2/2 \leq \xi_Q Z_1, \quad (7)$$

де ξ_Q – коефіцієнт рівний приблизно 0,9.

Таке значення коефіцієнта ξ_Q прийняте для того, щоб $Z_2/2$ не було близьким до Z_1 , а було істотно менше Z_1 . Лише за таких умов доцільно впроваджувати двострічкові агрегати.

На основі рівнянь (6) і (7) і з врахуванням рівності $\xi_Q = 0,9$ приходимо до наступної умови, при виконанні яких доцільно впровадження двострічкових збиральних агрегатів:

$$0,8C_{ez} + 0,3Z_{zn} \geq 0,2 [C_{a1}(1 + K_a) + P_{mol} + G_{zn}] \quad (8)$$

Така нерівність приблизна, але її застосування дозволяє для практичних цілей правильно вирішити поставлену задачу.

Висновки. На основі вищенаведених рівнянь можливо встановити доцільність застосування і ефективність впровадження однострічкових і двострічкових збиральних агрегатів при вибиранні льону-довгунця.

Література

1 Асоціація льонарів України. II науково-практична конференція “Актуальні питання сільгоспвиробництва льону-довгунця”. – Чернігів, 2005. - 5 с.

2 Залушний В.І., Федак Д.П., Тушницький Б.П. Перспективи відродження та розвитку матеріально-технічної бази в галузі льонарства на 2006-2015 р.р. Зб. наук. праць. УкрНДІПВТ. – Дослідницьке, 2005. Вип.8 (22).- 225 с.

3 Хайліс Г.А. Быков Н.Н., Бухаркин В.Н. и др. Льноуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

4 Мухин В.В., Марсєв З.Н. Механизация уборки льна в странах Западной Европы // Лен и конопля. – 1987. – № 6. – с.43-44.

5 Быков Н.Н., Ковалев М.М., С.Н.Логинов. К обоснованию выбора схемы самоходного льнокомбайна с фронтальным аппаратом. // Труды Всесоюзного научно-исследовательского института льна (ВНИИЛ). - Торжок, 1976. с.40.

6 Хайліс Г.А., Юхимчук С.Ф., Довгополюк В.Ф. Про результати розробки льнообрального апарата більш досконалої конструкції // Тези десятої науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу ЛПІ. – Луцьк: ЛПІ, 1995. – с.140-141.

АНАЛІЗ РУХУ БУЛЬБ КАРТОПЛІ У БУЛЬБОПРОВІДІ КАРТОПЛЕСАДЖАЛКИ

У даній статті проведено аналіз переміщення бульб картоплі у бульбопроводі картоплесаджалки й визначено кутову швидкість важеля механізму порційного внесення добрив та швидкість центра мас картоплини.

Постановка проблеми. У сучасних картоплесаджалках добрива вносяться у борозну суцільною стрічкою, що недостатньо ефективно для прикореневого живлення рослин картоплі. Для покращення живлення рослин пропонується для посадки картоплі використовувати картоплесаджалку з механізмом порційного внесення добрив [1]. Такі механізми є недостатньо досліджені. Саме тому актуальним є дослідження такого механізму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій [2, 4] свідчить про те, що робота подібних механізмів є мало досліджена.

Мета дослідження – проаналізувати рух бульб картоплі у бульбопроводі картоплесаджалки та визначити швидкість бульб і важеля механізму внесення добрив.

Результати дослідження. На рис. 1 подано схему механізму подачі добрив і бульб. Механізм складається з бульбопровода 3, тукопровода 5, розподільчого конуса 6, важеля 1 та механізму передачі руху від важеля 1 до конуса 6. Під час руху картоплесаджалки вичерпувальними апаратами бульби картоплі 2 подаються у бульбопроводи 3. Одночасно із цим добрива 4 висівними дисками висіваються в тукопроводи 5. Тукопроводи 5 і бульбопроводи 3 нерухомо закріплено на рамі машини. Нижній отвір тукопровода закрито розподільчим конусом 6. Рухаючись бульбопроводом, картоплина вдаряє по важелю DN , який закріплено шарнірно в точці E . Під силою ваги картоплини важіль опускається вниз до крайнього положення D_1N_1 . Водночас за допомогою тяг AC_1 і C_1D , опускається розподільчий конус, відкриваючи вихідний отвір тукопровода (рис. 1). Ланку AC_1 шарнірно закріплено в точці B . Порція добрив, потрапляючи на розподільчий конус, розсівається по колу і потрапляє на дно борозни, у центр якого згодом падає наступна бульба картоплі. Після того, як картоплина перестає взаємодіяти з важелем DN і падає

в борозну, розподільчий конус завдяки дії пружини 7 повертається у початкове положення й перекриває вихідний отвір тукопроводу.

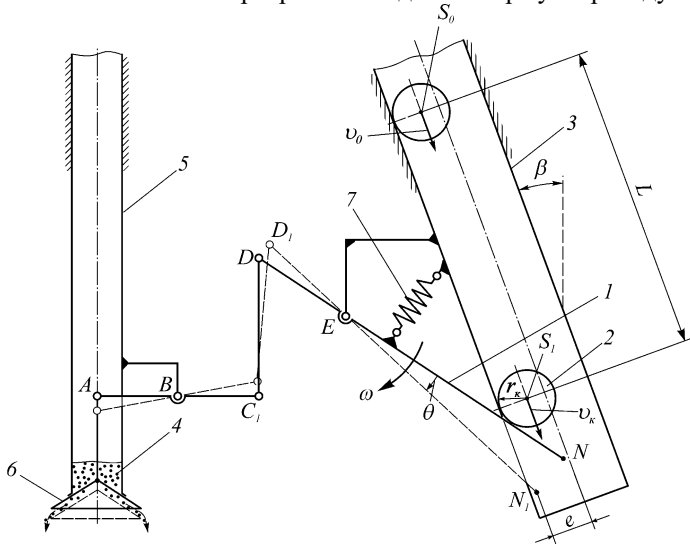


Рис. 1. Схема механізму порційної подачі добрив картоплесаджалки: 1 – важіль; 2 – бульба картоплі; 3 – бульбопровід; 4 – добрива; 5 – тукопровід; 6 – розподільчий конус; 7 – пружина

Опишемо рух картоплини у бульбопроводі до падіння на важіль DN ; при цьому вважаємо, що картоплесаджалка рухається полем поступально, прямолінійно й рівномірно.

Нехай v_0 – початкова швидкість центра мас картоплини; m_k – її маса; r_k – радіус картоплини. Припускаємо, що картоплина – це куля радіусом r_k і вона котиться без ковзання вздовж бульбопроводу 3 довжиною L , нахиленого під кутом β до вертикалі (рис. 1). Визначимо швидкість v_k центра мас картоплини до удару по важелеві.

Для того, щоб визначити швидкість v_k центра мас картоплини до удару по важелеві, використаємо теорему про зміну кінетичної енергії тіла у скінченному вигляді:

$$T_k - T_0 = \sum A(\vec{F}), \quad (1)$$

де T_k – кінетична енергія картоплини до удару; T_0 – кінетична енергія картоплини в початковому положенні, яка визначається за формулою

$$T_0 = \frac{1}{2} m_{\kappa} v_0^2 + \frac{1}{2} I_{S_z} \omega_0^2, \quad (2)$$

тут I_{S_z} – момент інерції картоплини щодо осі S_z , яка перпендикулярна до поздовжньої площини механізму й проходить через центр S картоплини; ω_0 – кутова швидкість картоплини в початковий момент часу, коли вона починає рухатися по бульбопроводу.

Оскільки

$$I_{S_z} = \frac{2}{5} m_{\kappa} r_{\kappa}^2; \quad \omega_0 = \frac{v_0}{r_{\kappa}}, \quad (3)$$

тоді

$$T_0 = \frac{1}{2} m_{\kappa} v_0^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{5} m_{\kappa} r_{\kappa}^2 \frac{v_0^2}{r_{\kappa}^2} = 0,7 m_{\kappa} v_0^2. \quad (4)$$

Енергія T_{κ} рівна:

$$T_{\kappa} = 0,7 m_{\kappa} v_{\kappa}^2. \quad (5)$$

Сума $\sum A(\vec{F})$ у формулі (1) являє собою суму робіт сил, прикладених до бульби; ця сума рівна силам, помноженим на шлях, що пройшли бульби. У даному випадку діє тільки сила тяжіння, оскільки опором котінню бульби знехтуємо, тоді:

$$\sum A(\vec{F}) = m_{\kappa} gh = m_{\kappa} gL \cos \beta, \quad (6)$$

де h – висота падіння; L – шлях, який проходить картоплина у бульбопроводі до зіткнення з важелем механізму; g – прискорення вільного падіння.

Підставимо дані обчислень (4 – 6) у (1), одержимо:

$$0,7 m_{\kappa} v_{\kappa}^2 - 0,7 m_{\kappa} v_0^2 = m_{\kappa} gL \cos \beta. \quad (7)$$

Звідки швидкість v_{κ} центра мас картоплини до падіння на важіль дорівнює:

$$v_{\kappa} = \sqrt{v_0^2 + \frac{gL \cos \beta}{0,7}}. \quad (8)$$

Швидкість v_0 знаходиться за відомою формулою: $v_0 = \sqrt{2gh}$, де h – висота падіння бульби з висаджувального апарата до положення S_0 її центра мас (рис. 1).

Визначимо, на який кут має повернутися важіль DN для того, щоб бульба випала з бульбопровода. Для розрахунку будемо вважати, що бульба летить униз по середині трубопровода; за таких умов бульба

випаде з бульбопровода при такому повороті важеля DN , за якого точка N перейде в положення N_1 (рис. 1) і відійде від осі труби на відстань, рівну радіусу картоплини r_k або дещо більшу. Якщо позначити відстань від точки N_1 до осі трубопровода через e , тоді e в момент викидання бульби картоплі повинно бути рівним:

$$e = \xi r_k, \quad (9)$$

де ξ – коефіцієнт, рівний 1,05...1,10.

Тоді за такого компоновання механізму, як показано на рис. 1, кут θ повороту важеля DN буде рівним (із відомим наближенням):

$$\theta \approx \frac{e}{NE} = \frac{\xi r_k}{NE}, \quad (10)$$

де NE – відстань NE .

У формулі (10) знак приблизної рівності використано тому, що на кут θ суттєво впливає положення точки E , навколо якої повертається важіль, але для такого положення точки E , як показано на рис. 1, для якого кут θ незначний, формула (10) у значній мірі справедлива.

Розглянемо тепер падіння картоплини на важіль DN (рис. 2) і подальший рух системи. Це буде ударна дія, але для запобігання пошкодженню бульб під час удару необхідно, щоб ударна сила не була значною. Із цього будемо виходити, тому що дія на важіль DN необхідна лише для його повороту й подолання опору розтягу пружини та опору внаслідок тертя в шарнірах E, D, C_1, B та A . З іншого боку, відстань B_1E значно менша відстані NE ; за таких умов дія на кінець N важеля DN може бути меншою за необхідну для випадку, коли відстань NE була б невеликою. З огляду на це, застосуємо до даної взаємодії бульби з кінцем важеля DN рівняння (1), яке в даному випадку буде мати вигляд

$$T_{II} - T_k = A_G - A_{IT}, \quad (11)$$

де T_{II} – кінетична енергія бульби після повороту важеля DN ; A_G – робота сили ваги бульби на шлях під час повороту важеля; A_{IT} – робота на подолання опору розтягу пружини та тертя в шарнірах E, D, C_1, B і A .

Енергія T_k у формулі (11) визначається за формулою (5).

Енергія T_{II} рівна:

$$T_{II} = m_k v_{II}^2 / 2, \quad (12)$$

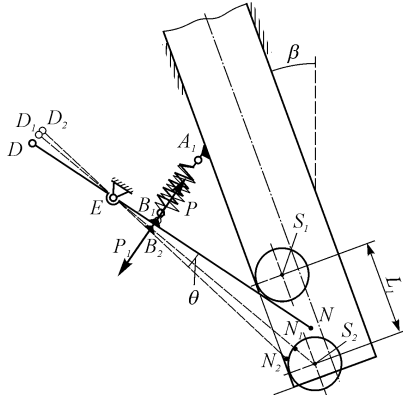


Рис. 2. Схема до визначення роботи, витраченої на розтяг пружини

де v_{II} – швидкість центра мас бульби під час падіння після подолання кінця N важеля DN .

Робота A_G рівна:

$$A_G = m_k g L_1 \cos \beta, \quad (13)$$

де L_1 – відстань від положення S_1 центра мас бульби до нового положення S_2 її центра мас, в якому бульба подолала важіль DN і полетіла вниз на посадку.

Із рис. 2 видно, що наближено

$$L_1 \approx 3r_k. \quad (14)$$

Для визначення роботи A_{III} розглянемо розтяг пружини A_1B_1 під час переходу важеля з положення DN , за якого центр мас бульби знаходиться в точці S_1 , в положення D_2N_2 , коли центр мас бульби перебуває в положенні S_2 . Для цього важіль повертається навколо точки E на кут θ . Коли $\theta = 0$, нижній кінець пружини перебуває в точці B_1 , для θ , який визначається за формулою (10), цей кінець пружини зміщується в точку B_2 . Отже, повна деформація (видовження) пружини рівна B_1B_2 . На рис. 2 показано також проміжне положення D_1N_1 важеля. Позначимо деформацію пружини в загальному вигляді λ , тоді повна її деформація буде λ_θ .

У точці B_2 важіль у положенні D_2N_2 притягується до точки A_1 із силою P . З такою ж за величиною силою важіль у точці B_2

розтягує пружину, віддаляючи її кінець від точки A_1 . Водночас важіль діє на кінець пружини з силою P_1 , яка рівна P й протилежно напрямлена.

Відповідно до закону Гука сила $P = c\lambda_0$, де c – жорсткість пружини (вимірюється в H/m), тобто має місце лінійна залежність сили від видовження пружини.

Для $\lambda < \lambda_0$ також має місце лінійна залежність $P = c\lambda$; з іншого боку, сила P_1 , як вже зазначалося, рівна за величиною P . Елементарна робота dA_{II} сили P_1 для $0 < \lambda < \lambda_0$ рівна $P_1\lambda = c\lambda d\lambda$. Отже, $dA_{II} = c\lambda d\lambda$. Інтегруючи ліву й праву частини цієї рівності при A_{II} , що змінюється від 0 до A_{II} , і λ , що змінюється від 0 до λ , отримаємо:

$$A_{II} = \int_0^{\lambda} c\lambda d\lambda = \frac{c\lambda^2}{2}. \quad (15)$$

У випадку коли $\lambda = \lambda_0$, A_{II} буде:

$$A_{II} = \frac{c\lambda_0^2}{2}. \quad (16)$$

Деформація пружини $\lambda_0 = (B_1E) \cdot \theta$, а θ визначається за формулою (10). Тоді будемо мати:

$$A_{II} = \frac{c(B_1E)^2 \xi^2 r_k^2}{2(NE)^2} = \frac{c\xi^2 r_k^2}{2} \left(\frac{B_1E}{NE} \right)^2. \quad (17)$$

Таким є вираз для роботи, що витрачається на подолання опору пружини розтягу. Втрати на тертя в шарнірах E, D, C_1, B та A врахуємо, застосовуючи відомі з курсу теорії механізмів і машин положення про коефіцієнт корисної дії (ККД) механізмів [5]. Відповідно до цих положень робота, що витрачається на функціонування механізму, рівна корисній роботі, поділеній на його ККД. У нашому випадку для механізму з обертовими парами E, D, C_1, B та A пружиною 7 (рис. 1) корисною є робота A_{II} , що витрачається на розтягування пружини й визначається за (17). Робота A_{III} , що витрачається на роботу всього вказаного механізму, рівна $A_{II} + \Delta A$, де ΔA – сума робіт на подолання тертя в обертових парах E, D, C_1, B та A (рис. 1). Тоді, відповідно до [5] загальний коефіцієнт корисної дії $\eta_{об.}$ частини механізму, що включає ці пари, рівний:

$\eta_{об.} = \frac{A_{II}}{A_{III}}$, звідки $A_{III} = \frac{A_{II}}{\eta_{об.}}$. Обертові пари E, D, C_1, B та A (рис. 1)

з'єднано послідовно, а для послідовно з'єднаних механізмів (у нашому випадку шарнірів) загальний ККД рівний добутку ККД окремих механізмів (шарнірів). Тому загальний ККД $\eta_{об.} = \eta_E \eta_D \eta_{C_1} \eta_B \eta_A$, де η_E – ККД обертової пари (шарніра) E , η_D – ККД пари D , η_{C_1} – ККД пари C_1 , η_B – ККД пари B , а η_A ККД пари A . Коефіцієнти $\eta_E, \eta_D, \eta_{C_1}, \eta_B$ та η_A близькі за своїми значеннями. Зважаючи на це, будемо вважати, що вони рівні, тобто $\eta_E = \eta_D = \eta_{C_1} = \eta_B = \eta_A = \eta$, тоді $\eta_{об.} = \eta^5$.

З урахуванням викладеного та рівності (17) знаходимо:

$$A_{III} = \frac{c\xi^2 r_k^2}{2\eta^5} \left(\frac{B_1 E}{NE} \right)^2. \quad (18)$$

Підставляючи значення T_{II} , T_k , A_G та A_{III} з (12), (5), (13) і (18) з урахуванням (8) і (14) в (11), отримуємо рівняння

$$\frac{m_k v_{II}^2}{2} - 0,7 m_k \left(v_0^2 + \frac{gL \cos \beta}{0,7} \right) \approx 3 m_k g r_k \cos \beta - \frac{c\xi^2 r_k^2}{2\eta^5} \left(\frac{B_1 E}{NE} \right)^2. \quad (19)$$

Розв'язавши це рівняння знаходимо швидкість v_{II} :

$$v_{II} \approx \sqrt{1,4 v_0^2 + 2g \cos \beta (L + 3r_k) - \frac{c\xi^2 r_k^2}{m_k \eta^5} \left(\frac{B_1 E}{NE} \right)^2}. \quad (20)$$

З такою швидкістю бульба покидає зону бульбопровода в місці розміщення кінця N важеля DN і падає донизу в місце посадки.

Визначимо тепер кутову швидкість обертання важеля DN під час його повороту для пропущення бульби вниз на посадку.

На рис. 3 показано момент часу, коли бульба картоплі покидає бульбопровід із швидкістю v_{II} , яка визначається за формулою (20).

Розкладемо цю швидкість на дві складові: v_{IIB} і v_{IIC} . Складова v_{IIB} представляє собою швидкість руху бульби разом з кінцем N важеля DEN , а складова v_{IIC} являє собою швидкість ковзання бульби картоплі відносно важеля. Кут відхилення бульбопровода від вертикалі рівний β , кут нахилу важеля до горизонту позначимо α ; за таких умов кут між лінією важеля й твірною бульбопровода рівний $90^\circ - \alpha - \beta$. Кут між векторами v_{II} і v_{IIB} становить $\alpha + \beta$, тоді

$$\left. \begin{aligned} v_{ПВ} &= v_{П} \cos(\alpha + \beta); \\ v_{ПК} &= v_{П} \sin(\alpha + \beta), \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

де $v_{П}$ визначається за формулою (20).

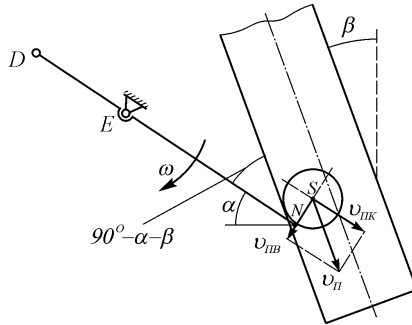


Рис. 3. Складові швидкості польоту бульби під час подолання кінця N важеля

Поділивши тепер $v_{ПВ}$ на відстань від точки N важеля до точки E знайдемо кутову швидкість ω обертання важеля в момент завершення його повороту для пропусчення бульби вниз на посадку:

$$\omega = \frac{v_{ПВ}}{NE} = \frac{v_{П} \cos(\alpha + \beta)}{NE}. \quad (22)$$

Знаючи ω , можна визначити швидкості всіх точок механізму шляхом, наприклад, побудувавши план швидкостей.

Такі залежності мають місце під час роботи механізмів картоплесаджалки, що забезпечує подавання бульб в процесі посадки з одночасним внесенням добрив.

Література

1. Пат.50372 А Україна, МКИ А01С9/00. Картоплесаджалка / В.Л. Мартинюк (Україна). –№ 2001129164; Заявл. 28.12.2001; Опубл. 15.10.2002, Бюл. №2.
2. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1. Ч. 2. Машини для сівби та садіння. – Харків: Око, 2002. – 452 с.
3. Павловський М.А., Путятя Т.В. Теоретическая механика. – К.: Вища школа, 1985. – 328 с.
4. Мартинюк В.Л. Картоплесаджалка з порційним внесенням добрив // Зб. наук. праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том 9. – Київ : НАУ, 2002.
5. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – С. 192-193.

Г.А. Хайлис, д.т.н

Луцкий государственный технический университет

Г.С. Нагорняк, к.т.н.

Тернопольский государственный технический университет
им. И.Пулюя

В.Л.Мартынюк

Луцкий государственный технический университет

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОВЕРХНОСТИ ГЛАДКОГО КАТКА С ПОЧВОЙ

В сельскохозяйственном производстве катки с гладким ободом [1, 2, 3] используются для уплотнения почвы и выравнивания ее поверхности. Прикатывание способствует образованию равномерных и дружных всходов после посева, так как уплотнение верхнего слоя почвы вызывает усиленное поступление влаги из нижних ее слоев к произрастающим семенам. Если проводится прикатывание почвы, предварительно пророборонанной бороной зиг-заг, то почву нужно так уплотнить, чтобы максимальная ее осадка была несколько больше ее гребнистости. Этот вопрос недостаточно исследован. Ниже излагаются результаты проведенных нами исследований по данному вопросу.

На рис. 1 представлена схема профиля поверхности поля после боронования бороной зиг-заг. На этой схеме расстояние между гребнями обозначено t , а высота гребня (гребнистость) обозначено s . В процессе прикатывания такой почвы величина s должна стать равной нулю; для этого, необходимо чтобы поверхность поля во время прохода катка была ниже линии, соединяющей впадины между гребнями, так как после прохода катка почва вследствие своей упругости может несколько восстановиться.

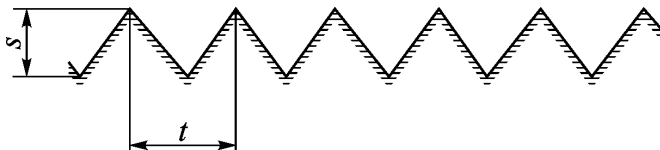


Рис. 1. Схема профиля поверхности поля после боронования бороной зиг-заг

Необходимое положение гладкого катка относительно гребней почвы показано на рис. 2. На этой схеме справа (рис. 2, б) показан вид сбоку на каток, а слева (рис. 2, а) – вид спереди на часть катка и положение гребней относительно нижней цилиндрической поверхности катка. На схеме часть катка, воздействующая на одну половину гребня, выделена (заштрихована), ее ширина обозначена ΔB , а вес ее обозначен ΔG . Необходимая высота верхней точки гребня относительно нижней образующей цилиндрической поверхности катка обозначена h ; как уже указывалось, $h > s$.

Проведем систему координат xOy_z с началом в верхней точке O выделенного гребня, находящейся в поперечной вертикальной плоскости сечения катка, осью Oy , направленной вниз, и осью Oz , направленной вправо (по ходу движения агрегата). Выделим два элементарных участка длиной ds на поверхности катка в точках A_1 и A_2 на глубине y от точки O ; ширина участка в точке A_1 равна $a-a$ или z (рис. 2, а), а ширина участка в точке A_2 равна $b-b$ (рис. 2, а), она же равна ΔB . Ввиду этого дуга AO_2 соприкосновения катка с почвой состоит из двух зон: AB и BO_2 . В зоне AB происходит уплотнение гребней, а в зоне BO_2 происходит уплотнение всего почвенного слоя.

Будем считать, что силы сопротивления почвенных частиц прикатыванию направлены по нормали к поверхности катка, поэтому в точке A_1 эта сила направлена по радиусу AC_1 , а в точке A_2 эта сила направлена по радиусу A_2C . Силы, как видим, действуют в плоскостях, параллельных плоскости xOy . Такие элементарные силы dR_1 и dR_2 показаны на рис. 2, б, из них сила dR_1 действует в точке A_1 , а сила dR_2 – в точке A_2 . Разложим силу dR_1 на составляющие dR_{y_1} параллельно оси y и dR_{x_1} параллельно оси x . Точно так же разложим силу dR_2 на составляющие dR_{y_2} параллельно оси y и dR_{x_2} параллельно оси x . Составляющие параллельные оси y показаны также на рис. 2, а. Составляющие dR_{x_1} и dR_{x_2} преодолеваются за счет силы тяги трактора, а составляющие dR_{y_1} и dR_{y_2} преодолеваются благодаря действию силы тяжести катка. Рассмотрим более подробно составляющие dR_{y_1} и dR_{y_2} .

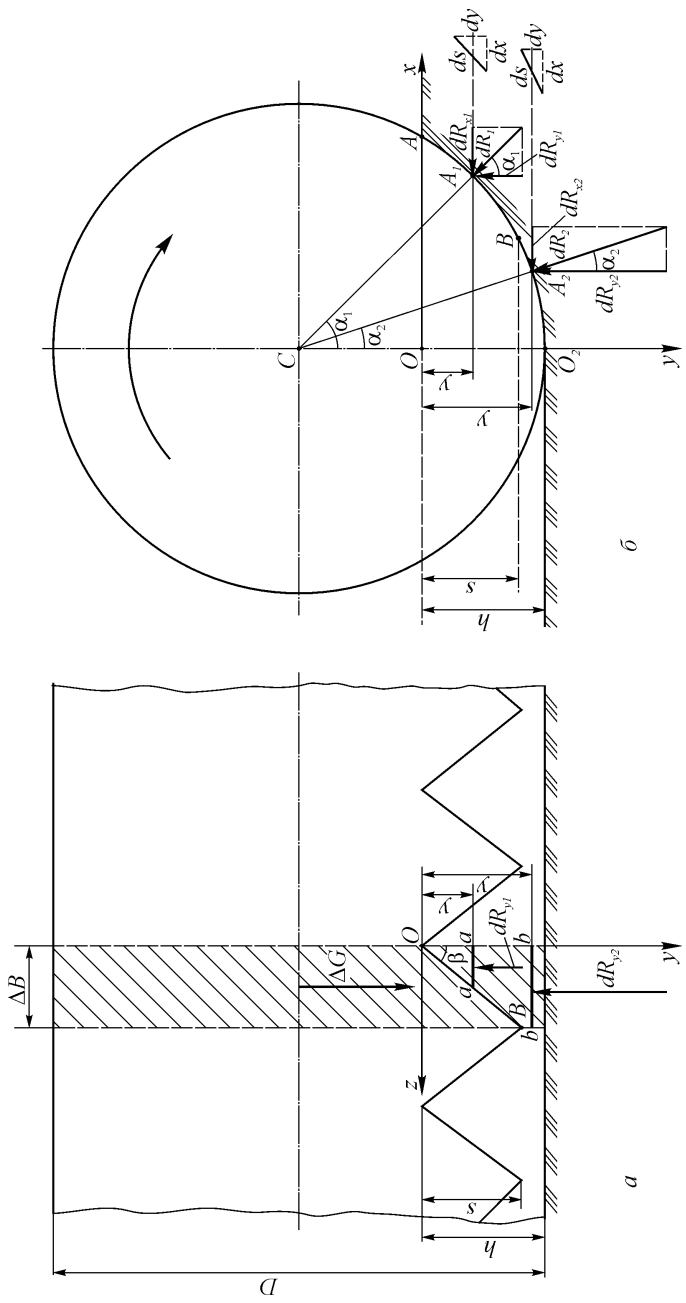


Рис. 2. Схема взаимодействия катка на предварительно проборнованную почву: а – вид спереди; б – вид сбоку

Будем считать, что почва сопротивляется смятию по линейному закону, который находится с помощью твердомера при внедрении его плунжера в почву вниз. Ввиду этого давление q плунжера на почву равно: $q = c \cdot y$, где c – коэффициент объемного смятия почвы (измеряется в $H / м^3$), а y – деформация почвы (в $м$). Тогда давление q в точке A_1 , умноженное на площадь $z \cdot ds$ (здесь z – ширина $a-a$ на рис. 2, a части катка, соприкасающаяся с почвенным гребнем, а ds – элемент дуги окружности катка в точке A_1), представит собой элементарную силу dR_1 ; таким образом: $dR_1 = q \cdot z ds$. Точно также элементарная сила dR_2 в точке A_2 будет равна $q(\Delta B) ds$, где ds – элемент дуги окружности в точке A_2 . На рис. 2, б справа показаны оба элемента длиной ds и их проекции dx и dy на оси x и y .

Обозначим через α_1 и α_2 углы отклонения радиусов A_1C и A_2C от вертикали CO_2 , это одновременно углы отклонения сил dR_1 и dR_2 от вертикальных составляющих dR_{y1} и dR_{y2} , а также углы отклонения катетов dx от элементов дуг ds в треугольниках, построенный на рис. 2, б справа. Так как действию веса ΔG противостоят силы dR_{y1} и dR_{y2} , то для расчета этого явления сначала определим эти силы dR_{y1} и dR_{y2} . Элементарная сила dR_{y1} равна с учетом приведенных выше данных:

$$dR_{y1} = dR_1 \cdot \cos \alpha_1 = c \cdot y \cdot z \cdot ds \cdot \cos \alpha_1. \text{ Но так как } ds \cdot \cos \alpha_1 = dx, \text{ то} \quad (1)$$

Точно также $dR_{y2} = dR_2 \cos \alpha_2 = c \cdot y \cdot (\Delta B) \cdot ds \cdot \cos \alpha_2$; но так как $ds \cdot \cos \alpha_2 = dx$, то

$$dR_{y2} = c \cdot y \cdot (\Delta B) \cdot dx. \quad (2)$$

Ширина z части катка (расстояние $a-a$ на рис. 2, а) равна расстоянию y от точки O до линии $a-a$, помноженному на тангенс угла β отклонения линии OB (на рис. 2, а) от оси y . Как видно из схемы, $tg \beta = \frac{\Delta B}{s}$; тогда $z = y \frac{\Delta B}{s}$. Если это значение z подставить в равенство (1), то

$$dR_{y1} = \frac{c \cdot \Delta B}{s} y^2 dx. \quad (3)$$

Из литературы [2, с. 109-113] известно, что зависимость y от x по такой части окружности, какая изображена на рис. 2, \bar{b} и обозначена ABO_2 , с известным приближением выражается следующим образом:

$$y \approx h - \frac{x^2}{D}, \quad (4)$$

где D – диаметр катка.

Если это значение y подставить в (3), то получим:

$$dR_{y1} = \frac{c \cdot \Delta B}{s} \left(h - \frac{x^2}{D} \right)^2 dx. \quad (5)$$

Установим теперь пределы интегрирования равенств (5) и (2): при $y=0$, $x=x_A$ (x_A – это абсцисса точки A). Подставляя эти данные в (4) и решая полученное уравнение относительно x_A , находим:

$$x_A \approx \sqrt{Dh}. \quad (6)$$

При $y=s$, $x=x_B$ (x_B – абсцисса точки B). Подставляя эти данные в (4) и решая полученное уравнение относительно x_B , получим:

$$x_B \approx \sqrt{D(h-s)}. \quad (7)$$

Если же $y=h$, то $x=x_{O_2}$ (x_{O_2} – абсцисса точки O_2). Абсцисса x_{O_2} , как видно из схемы (рис. 2, \bar{b}) равна нулю.

Интегрируя теперь правую и левую части равенства (5) в пределах от x_B до x_A , будем иметь:

$$\begin{aligned} R_{y1} &= \int_{\sqrt{D(h-s)}}^{\sqrt{Dh}} \frac{c \cdot \Delta B}{s} \left(h - \frac{x^2}{D} \right)^2 dx = \\ &= \frac{c \cdot \Delta B}{15 \cdot s} \left[8h^2 \sqrt{Dh} - (8h^2 + 4hs + 3s^2) \sqrt{D(h-s)} \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

Интегрируя аналогично правую и левую части равенства (2) с учетом (4), получим:

$$R_{y2} = \int_0^{\sqrt{D(h-s)}} c \cdot \Delta B \int \left(h - \frac{x^2}{D} \right) dx = c \cdot \Delta B \left(\frac{2}{3} h + \frac{1}{3} s \right) \sqrt{D(h-s)}. \quad (9)$$

Преодоление сил R_{y1} и R_{y2} имеет место благодаря действию силы тяжести ΔG . Тогда

$$\Delta G = R_{y1} + R_{y2} = \frac{c \cdot \Delta B}{15} \left[\frac{8h^2}{s} \sqrt{Dh} - \left(\frac{8h^2}{s} - 6h - 2s \right) \sqrt{D(h-s)} \right]. \quad (10)$$

Весу ΔG части катка соответствует его ширина захвата ΔB ; весу же G всего катка соответствует его ширина захвата B . Тогда равенство (10) справедливо для всего катка, если в него вместо ΔG подставить G , а вместо ΔB подставить B . В этом случае получаем следующую зависимость:

$$G = \frac{Bc}{15} \left[8 \frac{h^2}{s} \sqrt{Dh} - \left(8 \frac{h^2}{s} - 6h - 2s \right) \sqrt{D(h-s)} \right]. \quad (11)$$

Полученная зависимость устанавливает необходимое соотношение между величинами G , B , c , h , D и s . Из этих шести величин, зная пять, подставляя их в (11) и решая полученное уравнение, определяется недостающая шестая величина. В частности, зная c , s , h , B и D , определяют по (11) необходимый вес G . Если же вес G известен, но неизвестно B или D , то определяется одна из этих двух величин. Величина h должна быть на 10-20% больше гребнистости s .

С учетом приведенных выше данных решается задача определения необходимых параметров катка.

Литература

1. Карпенко А.М., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – М.: Агропромиздат, 1989. – 527 с.
2. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Колос, 1980. – 671 с.
3. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 240 с.

Г.А. Хайлис, д.т.н.

Луцкий государственный технический университет

Я.М. Сало

Львовская филия УкрНДИПВТ им. Л.Погорелого

О ПАРАМЕТРАХ ВЕДОМЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ КОЛЕС СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Пневматические колеса широко применяются на сельскохозяйственных машинах. Особенности качения таких колес по почве исследованы многими авторами [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11] однако вопросы, касающиеся характера деформации ведомого колеса и определения показателей, характеризующих сопротивление этих колес деформациям, разработаны недостаточно. Настоящая статья посвящается данным вопросам.

Схема ведомого колеса, катящегося по почве, показана на рис. 1. Колесо движется под действием горизонтально направленной силы P , приложенной в центре C колеса, и давит на почву по вертикали с силой G . При вращении колесо преодолевает момент сопротивления M_c вследствие сопротивления валов механизмов машины вращаться в нужном им направлении. На схеме показаны глубина колеи h_n , образующаяся при качении колеса, и деформация (осадка) шины по вертикали h_k . Показанная на схеме линия контакта колеса с почвой BAD построена на основе результатов исследований многих авторов [1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 9], причем по линии BA находится зона деформации шины и почвы. Почву рассматриваем как тело с пластическими свойствами, но если у почвы имеются упругие свойства, то дно колеи после прохода пневматика может несколько подняться.

Основными параметрами колеса являются диаметр и ширина обода. Кроме этих размеров важными параметрами являются давление воздуха в шине, рисунок протектора, форма сечения шины. Со всеми данными параметрами связана допустимая (максимальная) сила, которую должно выдержать колесо при передаче на него давления со стороны рамы машины, учитывая, что от колеса на почву будет передаваться еще большая сила, равная сумме допустимой силы и веса самого колеса.

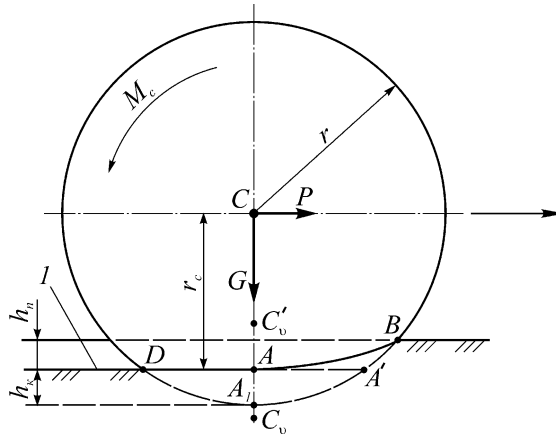


Рис. 1. Основные радиусы пневматического колеса сельскохозяйственной машины: h_n – глубина колеи; h_k – деформация (осадка) колеса; l – дно колеи

Основными требованиями к параметрам колеса являются обеспечение небольших затрат энергии на перекачивание машин по полю и при транспортировке и обеспечение такого несущественного уплотнения почвы, при котором ее плодородие не ухудшается. Требуется также, чтобы колеса не имели слишком большие размеры, при которых усложняется эксплуатация машин, и не были слишком дорогостоящими. Требуется еще, чтобы конструкции колес были удобны в эксплуатации, а скольжение или буксование были как можно меньше.

Анализ качения пневматических колес производится с учетом их радиусов.

В теории качения автомобильных колес, скорости движения которых намного превышают рабочие скорости движения колес сельскохозяйственных машин, из-за изменения радиусов колес под действием приложенных к ним сил, которые могут меняться, установлены и используются следующие радиусы: свободный, статический, качения и динамический.

Свободный радиус r – это радиус наибольшего сечения беговой дорожки не нагруженного внешними силами колеса плоскостью, перпендикулярной его оси, при отсутствии контакта колеса с опорной поверхностью.

Статический радиус r_c – это расстояние от оси неподвижного колеса, нагруженного только нормальной силой, до опорной поверхности основания.

Радиус качения r_k (называется еще кинематический радиус) – это отношение продольной составляющей поступательной скорости центра колеса v_k к его угловой скорости ω_k .

Динамический радиус r_o – это расстояние от центра колеса до опорной поверхности дороги.

Для колес сельскохозяйственных машин, рабочие скорости движения которых весьма малы в сравнении со скоростями автомобильных колес, можно считать, что r_o приближенно равно r_c , ввиду чего и обозначать будем оба эти радиусы буквой r_c , а вместо термина «радиус качения» (r_k) лучше применять термин «расстояние от мгновенного центра вращения колеса до его центра». Это объясняется тем, что $r_k = \frac{v_k}{\omega_k}$, а отношение $\frac{v_k}{\omega_k}$ и есть расстояние от центра колеса до мгновенного центра его вращения. Радиусы r и r_c для случая качения колеса с образованием колеи показаны на рис. 1.

Нижнюю точку пневматика (по вертикали CA), где пневматик опирается на дно колеи, обозначим A . Принимаем, что если мгновенный центр вращения C_v находится в точке A , то это будет чистое качение (т.е. качение без скольжения и буксования). Если центр C_v находится выше точки A , то это качение с буксованием; если же центр C_v находится ниже точки A , то это качение со скольжением.

Коэффициент скольжения ε при качении пневматика по почве (рис. 1) будет равен на основании ранее проведенных исследований [10]:

$$\varepsilon = \frac{r_c + AC_v - r_c}{r_c + AC_v} = \frac{AC_v}{r_c + AC_v}, \quad (1)$$

где AC_v – расстояние от точки A до точки C_v .

При качении с буксованием мгновенный центр C_v находится выше точки A , например, в точке C'_v , и коэффициент буксования η равен на основании ранее проведенных исследований [10]:

$$\eta = \frac{r_c - (r_c - AC'_v)}{r_c - AC'} = \frac{AC'}{r_c - AC'}. \quad (2)$$

При качении пневматического колеса по почве область охвата колеса почвой состоит из двух зон: зона BA деформации почвы и шины и зона AD восстановления формы шины.

В отличие от качения по основанию жесткого колеса при качении по основанию пневматического колеса имеет место эффект его самоповорачивания под действием сил упругости шины в зоне AD (рис. 1) восстановления ее формы.

Радиус статический r_c согласно литературным данным [1, 2] зависит от конструкции шины, ее размеров, нормальной силы давления колеса на опору, внутреннего давления воздуха в шине и ряда других факторов. Статический радиус уменьшается с ростом силы давления колеса на опору и уменьшением давления воздуха в шине. Определяется этот радиус экспериментально на специальных стендах. В указанной выше литературе приводятся расчеты и схемы определения осадки шины под действием вертикально приложенной силы, введены такие показатели, как радиальная жесткость и касательная жесткость, однако зависимости осадки шины от действующей нагрузки и других факторов приводятся в весьма недостаточном количестве.

Нами предложен метод экспериментального определения зависимости статического радиуса колеса от вертикально действующей нагрузки и свободного радиуса. Ниже излагается схема деформации шины и необходимые при этом расчеты.

Так как шина при небольшой скорости движения по полю может деформироваться, в основном, в радиальном направлении и в некоторой степени в тангенциальном (касательном) направлении, то в проводимых расчетах желательное присутствие показателя, характеризующего сопротивление шины деформироваться в радиальном направлении (обозначим его c_k), и показателя, характеризующего сопротивление шины деформироваться в тангенциальном направлении (обозначим его c_{KT}).

Выбор этих коэффициентов произведен по аналогии с коэффициентом объемного смятия почвы, которым пользуются при расчетах рабочих органов машин для обработки почвы и, в частности,

катков и колес и измеряется в $\frac{H}{\text{см}^3}$ или в $\frac{\kappa H}{\text{дм}^3}$. Коэффициент

объемного смятия почвы при его измерении в $\frac{H}{\text{см}^3}$ представляет собой силу, необходимую для углубления в почву деформатора площадью

1 см² на глубину 1 см. Другими словами, коэффициент объемного смятия почвы показывает, на сколько возрастает сила сопротивления почвы при смятии каждой последующей единицы ее объема.

Ввиду этого для характеристики сопротивления обода колеса радиальной деформации вводится коэффициент c_k , измеряемый в $\frac{H}{см^3}$

(или в $\frac{κH}{δм^3}$). Его физический смысл следующий: это нормальная сила

давления деформатора (без режущих граней) на единицу поверхности обода колеса, при которой деформатор углубляется вместе с ободом в радиальном направлении на одну единицу глубины. Так как при деформации обода деформатором без режущих граней одна единица его поверхности не отделяется от остальной поверхности, то коэффициент c_k приходится определять расчетным путем, используя опытные данные, получаемые при нормальном давлении на обод колеса по всей его ширине. Такие опытные данные получают при деформации колеса на специальных обжимных стендах, с помощью которых определяется опытная зависимость давления q_k от

деформации $Δ_k$, после чего находится c_k по формуле: $c_k = \frac{q_k}{Δ_k}$.

Определение этого показателя производится на стенде (рис. 2), в котором колесо крепится своей осью, а к ободу колеса примыкает брус (балка), к которому прикладывается сила P , линия действия которой проходит через центр C колеса. Под действием силы P колесо деформируется на некоторую величину h_k , после чего колесо приобретает вид $OABDE_1EO$ (без сегмента AA_1EOA). Следует отметить, что такой опыт дает тем более точные результаты, чем меньше деформация h_k . На рис. 2 изображен случай, когда деформация h_k значительна; это сделано с целью более ясно представить данные, необходимые для выведения расчетной формулы. Измерив параметры P и h_k , рассчитывают по ним показатель c_k . Выведем формулу для расчета этого показателя c_k .

Проведем на рис. 2 систему координат xOy с началом в точке O так, как показано на чертеже. Выделим точку M , радиус которой отклонен от вертикали CO на угол $α$. Деформация $Δ_k$ колеса в точке M равна M_1M . Ордината точки M y равна MM'_1 , которая

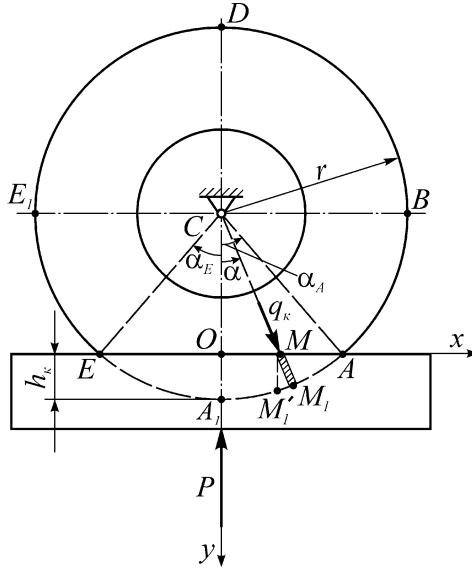


Рис. 2. Схема деформирования колеса с целью получения данных для вычисления показателя c_k

несколько больше деформации M_1M . С достаточной степенью точности можно считать, что при малых углах α угол MM_1M_1' близок прямому, тогда $M_1M \approx (MM_1') \cos \alpha \approx y \cos \alpha$. Давление q_k в точке M в соответствии с приведенной выше формулой равно $c_k(M_1M) \approx c_k y \cos \alpha$. Направлено это давление от колеса на брус под углом α к вертикали. В соответствии с литературными данными [4, с. 112] для таких схем, как на рис. 1, при малых деформациях h_k y приближенно зависит от x следующим образом: $y \approx h_k - \frac{x^2}{2r}$, где r – радиус недеформированного колеса. Тогда

$$q_k = c_k \left(h_k - \frac{x^2}{2r} \right) \cos \alpha. \quad (3)$$

Если q_k умножить на $\cos \alpha$, получим вертикальную составляющую давления, направленную противоположно силе P . Умножив эту вертикальную составляющую на ширину B обода колеса

и элемент dx линии контакта колеса с брусом, получим элементарную силу dQ , которая противодействует силе P :

$$dQ = Bq_{\kappa} \cos \alpha dx = Bc_{\kappa} \left(h_{\kappa} - \frac{x^2}{2r} \right) \cos^2 \alpha dx. \quad (4)$$

Тогда сила P будет равна $\int dQ$ по линии EOA с пределами интегрирования от x_E до x_A , где x_A – абсцисса точки A , а x_E – абсцисса точки E . Из равенства $y = h_{\kappa} - \frac{x^2}{2r}$ для случая, когда $y = 0$, получается, что $x = \pm \sqrt{2rh_{\kappa}}$, т.е. $x_A = \sqrt{2rh_{\kappa}}$, а $x_E = -\sqrt{2rh_{\kappa}}$. Таким образом:

$$P = \int_{-\sqrt{2rh_{\kappa}}}^{\sqrt{2rh_{\kappa}}} Bc_{\kappa} \left(h_{\kappa} - \frac{x^2}{2r} \right) \cos^2 \alpha dx. \quad (5)$$

$\cos \alpha$ в пределах от нуля до 15° принимает значение от 1 до 0,9659, а $\cos^2 \alpha$ находится в пределах от 1 до 0,933. Мы видим, что значения $\cos \alpha$ при $\alpha \leq 15^\circ$ в целом несущественно отличается от 1, особенно если иметь в виду, что чем больше α , тем меньше деформация колеса (что видно из рис. 2), т.е. тем меньше произведение $\left(h_{\kappa} - \frac{x^2}{2r} \right) \cos \alpha$. Другими словами, основную нагрузку при действии

силы P (рис. 2) воспринимает часть колеса при $\alpha \leq 10^\circ$. Ввиду этого с целью упрощения интегрирования примем $\cos \alpha \approx 1$. Тогда с учетом того, что B и c_{κ} величины постоянные, получаем:

$$P = Bc_{\kappa} \int_{-\sqrt{2rh_{\kappa}}}^{\sqrt{2rh_{\kappa}}} \left(h_{\kappa} - \frac{x^2}{2r} \right) dx = \frac{4}{3} Bc_{\kappa} h_{\kappa} \sqrt{2rh_{\kappa}}. \quad (6)$$

Как уже говорилось, это равенство тем точнее, чем меньше углы α_A и α_E (рис. 2).

Из (6) находим:

$$c_{\kappa} = \frac{3P}{4B\sqrt{2rh_{\kappa}^3}}. \quad (7)$$

Из полученного выражения видно, что для расчета коэффициента c_{κ} по формуле (7) нужно знать B , r , силу P и осадку

h_k при известных B и r . Сила P и осадка h_k измеряются во время экспериментов. Во время этих экспериментов нужно также учитывать давление p_e воздуха в шине, так как P и h_k зависят от давления p_e .

Если известны P и c_k , то осадку h_k определяют по формуле, вытекающей из (7):

$$h_k = \sqrt[3]{\frac{9P^2}{32B^2c_k^2r}}. \quad (8)$$

Зная h_k , можно определить статический радиус r_c колеса при его нахождении на твердом основании:

$$r_c = r - h_k, \quad (9)$$

где h_k определяется по (8).

При качении колеса по почве (рис. 1) схема деформации колеса несколько иная, чем на рис. 2, так как в зону деформации колеса помимо сегмента $A_1DAA_1A_1$ включается и элемент $A'ABA'$ площади круга (рис. 1), но площадь этого элемента весьма мала; тогда приближенно

$$r_c \approx r - h_k = r - \sqrt[3]{\frac{9P^2}{32B^2c_k^2r}}. \quad (10)$$

Так рассчитывается статический радиус пневматика.

Показатель $c_{КТ}$, характеризующий сопротивление шины деформироваться в тангенциальном направлении, измеряется в $\frac{H}{cm^2}$.

Его физический смысл следующий: это касательная сила, которая действует на одну единицу ширины обода колеса и обеспечивает смещение этой единицы ширины обода на одну единицу длины в касательном направлении. Так как при касательном действии на обод колеса одна единица его поверхности не отделяется от остальной поверхности, приходится определять коэффициент $c_{КТ}$ расчетным путем, используя опытные данные, полученные при касательном давлении на почвозацеп обода колеса по всей ширине этого обода.

Литература

1. Бухин Б.А. Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия, 1988. – 224 с.
2. Водяник И.И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы). – М.: Агропромиздат, 1990. – С. 172.

3. Каишов А.И. К выбору пневматических шин для колес сельскохозяйственных машин // Сельхозмашина. – 1955. - №8. – С. 20-22.
4. Кленин Н.И., Сакур В.А. Сельскохозяйственные машины. – М.: Колос, 1980. – 671 с.
5. Маршак А.Л. О форме поверхности пневматических колес при их контакте с почвой // Сельхозмашина. – №3. - 1956. – С. 22-24.
6. Омелянов А.Е. О применении пневматических колес на сельскохозяйственных машинах // Сельхозмашина. – №5. - 1948. – С. 15-17.
7. Сиротюк В.Н. Взаимодействие пневматической шины низкого давления с дерниной // Науч. тр. Львовск. сельхоз. ин-та, т. 84. – Львов: ЛСХИ, 1979. – С. 19-25.
8. Хайлис Г.А. Определение глубины колеи и силы сопротивления перекачиванию по почве свободного пневматического колеса // Достижения науки и техники АПК (Россия). - №4. - 2006. – С. 10-14.
9. Хайлис Г.А. Анализ взаимодействия пневматических колес сельскохозяйственных машин с почвой // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 14. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – С. 185-202.
10. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: УСХА, 1992. – 240 с.
11. Шины для сельскохозяйственной техники: Справ. изд. 2-ое изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1986. – 112 с.

АНАЛІЗ ГРАВІТАЦІЙНИХ РОЗПОДІЛЬНИКІВ ОСНОВНОГО НАСІННЕВОГО ПОТОКУ ЗЕРНОВИХ СІВАЛОК

У статті проведено аналіз конструктивно-технологічних схем гравітаційних розподільників основного насінневого потоку, що встановлюються на зернових сівалках з метою підвищення рівномірності розподілу насіння по площі поля, виявлено відмінні й спільні ознаки між ними і на основі цього розроблено їх чітку класифікацію та визначено конкретні напрямки для подальших пошукових робіт.

Постановка проблеми. Одним з головних шляхів розв'язання зернової проблеми є впровадження точного висіву, що забезпечить рівномірне розміщення насіння по площі поля і дасть можливість на цій основі знизити в 2...2,5 рази норму висіву, а за рахунок створення оптимальних умов для проростання насіння і розвитку рослин, підвищити на 10...15% врожайність зернових культур [1, 2, 3, 4].

Однак застосування однозернинного, точного висіву насіння за допомогою вакууму призводить до ускладнення конструкції висівного апарата. Тому в світовій практиці зернові сівалки точного висіву поки що не застосовуються. Підвищити рівномірність розподілу насіння по площі поля вчені і практики намагаються шляхом удосконалення існуючих способів сівби та технічних засобів для їх здійснення [5].

У зв'язку з цим виникає правомірне питання – чи існує альтернатива точному висіву? Очевидно, щоб дати відповідь на таке питання, необхідно розробити і дослідити більш простий, але надійний і ефективний висівний апарат (пристрій), який би забезпечував високу рівномірність розподілу насіння по площі поля.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На рівномірність висіву насіння значний вплив чинить насіннепровід, сошник і саме явище розкочування насіння по поверхні ґрунту після їх співударення, внаслідок чого фактична рівномірність розміщення насіння по площі поля буде значно нижчою в порівнянні з очікуваною [4, 6, 7, 8].

Разом з тим результати наших досліджень показують, що нерівномірність висіву до 13,4 % не впливає на формування врожаю [1]. Очевидно це і пояснює той факт, що на стерньових сівалках для висіву насіння зернових колосових культур широко застосовують пристрої [4, 5, 9, 10, 11], установка яких забезпечує поділ основного

насінного потоку на кілька підпотоків або розсіює його по ширині захвату сошника, що дозволяє в порівнянні з рядовим і вузькорядним висівом дещо підвищити рівномірність висіву насіння по площі поля. Принцип дії таких пристроїв ґрунтується на розсіканні основного насінного потоку під час його вільного падіння в насіннепроводі на кілька підпотоків.

Однак такі розподільники ще недостатньо вивчені і в літературних джерелах відсутній їх порівняльний аналіз, що не сприяє впровадженню альтернативних способів сівби і виявленню їх переваг в порівнянні з традиційними способами сівби.

Оскільки такі пристрої ще не мають загальноприйнятої назви, то різні автори по-різному їх називають – розподільник, розсіювач, роздільник, дільник, подільник, тощо, що створює деяку плутанину в назвах під час опису конструкції пристрою і його складових елементів. Як наслідок, відсутність єдиного підходу і встановлення закономірностей в конструюванні пристроїв для розподілу насінного потоку не дає можливості визначити перспективні напрямки розробки нових розподільників з прогнозованими параметрами і отримати чітку яву про тенденцію їх розвитку.

Мета дослідження. Враховуючи широкий різновид існуючих на даний час конструктивно-технологічних схем розподільників насінного потоку, необхідно провести їх аналіз, виявити відмінні й спільні ознаки між ними і на основі цього розробити їх чітку класифікацію та визначити конкретні напрямки для подальших пошукових робіт.

Результати дослідження. На нашу думку пристрій, принцип дії якого ґрунтується на розсіканні основного насінного потоку під час його вільного падіння в насіннепроводі на кілька підпотоків доцільно назвати „гравітаційний розподільник”, або „гравітаційний розсіювач”, якщо основний потік не ділиться на окремі підпотоки, а розсіюється. При цьому елемент конструкції розподільника (розсіювача), який безпосередньо ділить основний насінний потік на кілька підпотоків або його розсіює, доцільно назвати дільником, а вузол, який включає в себе один подільник і більше – розподільником.

Для аналізу конструктивно-технологічних схем гравітаційних розподільників більш зручно скористатись класифікацією, наведеною на рис. у вигляді схеми, в основу якої покладено залежний структурно-технологічний принцип, що об'єднує три основні ознаки: призначення, конструктивні відмінності дільника і кількість підпотоків.

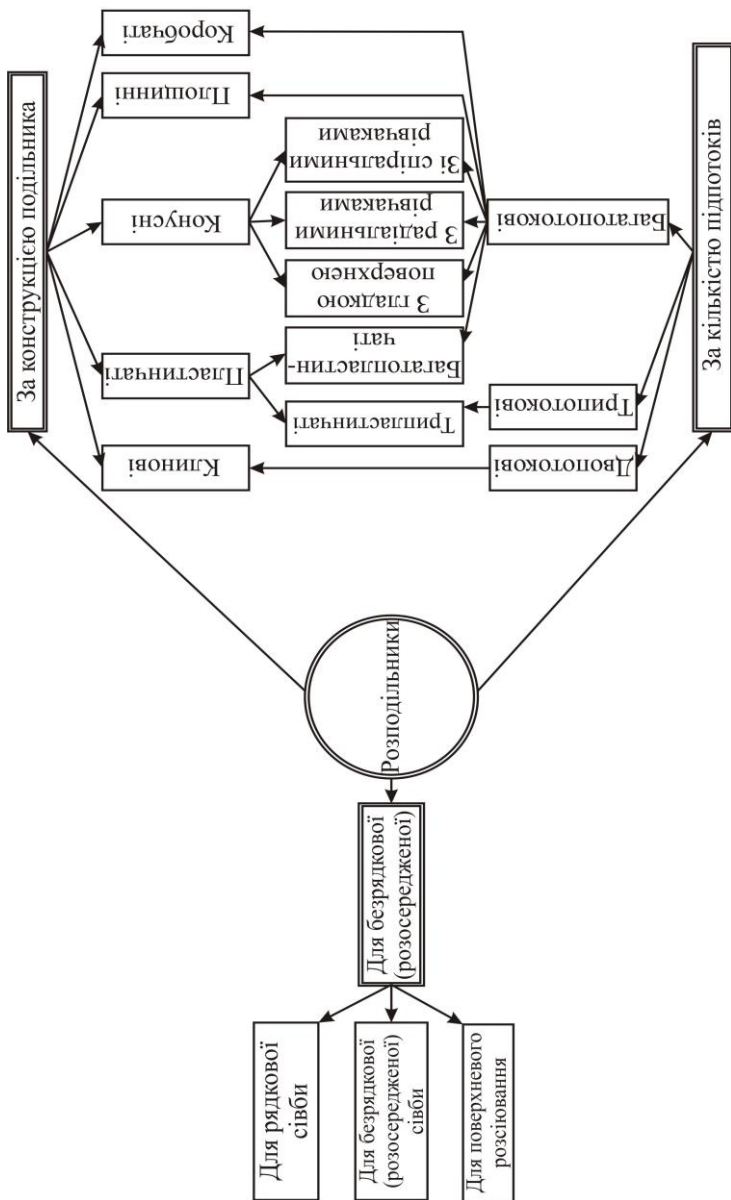


Рис. Класифікація гравітаційних розподільників

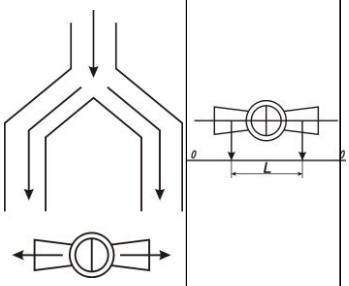
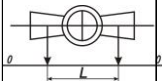
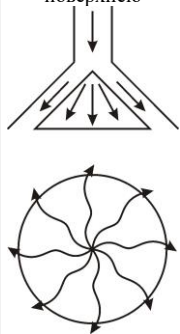
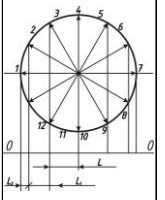
З урахуванням розробленої нами класифікації для проведення якісної оцінки роботи розподільників насінневого потоку складемо порівняльну таблицю, в першій колонці якої зобразимо їх схеми і покажемо стрілками напрямки найбільш ймовірного руху насіння. При цьому робимо припущення, що основний насінневий потік на вході в розподільник у перерізі має площу круга, на якому насіння розміщується концентричними колами і з однаковим інтервалом в кожному колі. Вважаємо, що у випадку співпадання центра потоку з центром дільника насінневий потік буде ділитись на рівні частини.

Аналіз роботи розподільників показує, що залежно від конструкції дільника насінневий потік буде мати різний характер поділу. Так клиновий дільник (таблиця, схема 1) подібно клину розколює основний насінневий потік на два рівні підпотоки. Конусний дільник (таблиця, схема 2а) ніби нанизує на себе основний потік і розтягує його в радіальному напрямку, створюючи ефект сповзання насіння по конусній поверхні і забезпечує розсівання насіння по периметру основи (круга). Наявність на поверхні конуса радіальних (таблиця, схема 2б) або спіральних (таблиця, схема 2, в) канавок (жолобків) сприяє підвищенню рівномірності розподілу насіння по периметру основи. Характерною особливістю пластинчастих розподільників є промене-розхідна установка тонких пластин, які подібно до лез розрізають основний потік на три (таблиця, схема 3а) і більше (таблиця, схема 3б) підпотоки. Площинний розподільник (таблиця, схема 4) на відміну від попередніх має пластину встановлену під кутом до горизонту на поверхні якої виконані віяло-розхідні жолобки, по яких насіння сповзає на поверхню поля паралельними підпотоками. Коробчатий розподільник (таблиця, схема 5) має секційну будову і в ньому крім клинового дільника ще додатково встановлено відбійні пластини, які забезпечують відбивання від їхньої поверхні кожного підпотoku та їх розсіювання по секціях.

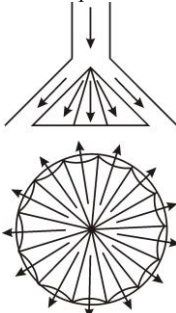
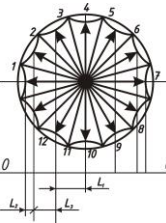
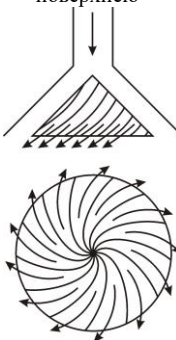
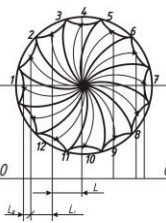
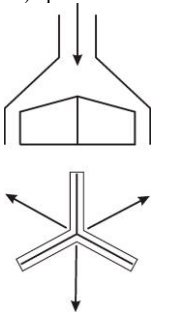
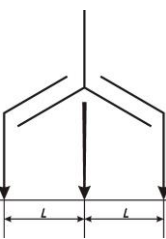
За критерій якісної оцінки роботи розподільників приймаємо рівномірність розподілу насіння по ширині захвату сошника, яку визначатимемо величиною інтервалу L між сформованими підпотоками. Для цього в другій колонці таблиці на горизонтальній проекції кожного розподільника відобразимо сліди ймовірного сходження насіння (підпотoku) точками 1,2,3... n і спроекуємо їх на вісь $O-O$, проведену перпендикулярно до напрямку руху сошника (рядків). Перетин слідів підпотоків з віссю $O-O$ дає величину інтервалів L між підпотоками.

Аналіз наведених схем ймовірного розміщення підпотоків на поверхні ґрунту показує, що найвищу рівномірність розподілу насіння

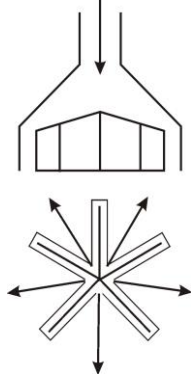
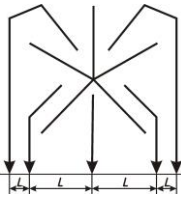
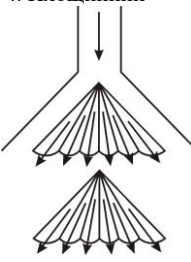
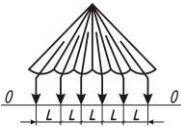
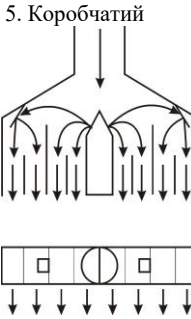
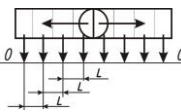
Таблиця. Аналіз роботи гравітаційного розподільника за критерієм рівномірності розподілу насіння за шириною захвату сошника

Назва розподільника і його конструктивно-технологічна схема	Схема розміщення сформованих підпотоків (вид зверху)	Спосіб сівби	Рівномірність розподілу насіння між потоками	Ступінь впливу нахилу розподільника на рівномірність розподілу насіння між потоками			
				Вліво	Вправо	Вперед	Назад
1	2	3	4	5	6	7	8
<p>1. Клиновий</p> 		Р	В	3	3	О	О
<p>2. Конусний а) з гладкою поверхнею</p> 		Б	Н	3	3	С	С

Продовження табл.

1	2	3	4	5	6	7	8
<p>б) з жолобковою поверхнею</p> 		Б	Н	3	3	С	С
<p>в) зі спіральною поверхнею</p> 		Б	Н	3	3	С	С
<p>3. Пластинчастий: а) трипотоківий</p> 		Б	В	3	3	3	3

Продовження табл.

1	2	3	4	5	6	7	8
<p>б) багатопотоковий</p> 		Р	В	3	3	С	С
<p>4. Площинний</p> 		Б	В	3	3	О	С
<p>5. Коробчатий</p> 		П	В	3	3	3	3

Умовні позначення: Р – рядковий; Б – безрядковий; П – поверхневий; В – висока; Н – низька; 3 – значний; С – середній; О – відсутній.

за шириною захвату сошника, забезпечує клиновий (призматичний) розподільник з формуванням двох стабільних підпотоків, що мають в процесі висіву незмінну величину інтервалу L між ними. При цьому величину інтервалу L можна регулювати шляхом переміщення відповідних рукавів за шириною захвату сошника. Такі розподільники мають просту конструкцію і широко застосовуються на вузькорядних сівалках.

Формування стабільних підпотоків з однаковим інтервалом L між ними забезпечують пластинчаті променерозхідні дільники. При цьому трипотоковий розподільник монтується в корпусі сошника і він призначений тільки для висіву насіння з невеликою величиною L інтервалу між рядками, який отримав назву безрядковий або роззосереджений висів. Багатопоточні розподільники призначені тільки для рядкового висіву. Їх встановлюють під висівним апаратом і вони забезпечують подачу кожного підпотoku в окремий сошник, що дає можливість змінювати ширину міжрядь шляхом розстановки сошників на рамі сівалки.

Однакову величину інтервалу L забезпечують площинні та коробчаті розподільники. Однак вони призначені тільки для безрядкового, роззосередженого висіву. При цьому коробчатий розподільник, на відміну від площинного, має складну і об'ємну конструкцію, що не дозволяє його розмістити під стрільчатою лапою, а тому він може застосовуватись тільки для поверхневого розсіювання насіння, що вимагає установки спеціальних робочих органів для його заробки.

Конусні розподільники в порівнянні з іншими мають найнижчу якість розподілу насіння за шириною захвату сошника. При цьому зі збільшенням горизонтальної проекції радіального сліду сходження насіння по поверхні конуса, який позначимо символом R , величина L інтервалу між підпотоками буде збільшуватись. Але в будь-якому разі по краях сошника утворюються загущені посіви. Такі розподільники встановлюють під стрільчатою лапою і їх застосовують для роззосередженого висіву.

У виробничих умовах розподільники постійно змінюють своє положення відносно точки підвісу, здійснюючи коливання як в поперечному, так і в поздовжньому напрямках відносно руху сівалки. При цьому при нахилі центра подільника в одну сторону, центр основного насінневого потоку відхиляється в протилежну, внаслідок чого рівномірність розподілу насіння по підпотоках різко погіршується. Аналіз ступеню впливу нахилу розподільника на рівномірність розподілу насіння по підпотоках показує, що всі гравітаційні розподільники більш чутливо реагують на поперечні коливання, ніж на

поздовжні. Як наслідок, при нахилі сошника, наприклад, вліво, тут утворюються зріджені посіви, а з протилежної сторони – загущені. Однак поздовжній нахил, залежно від типу розподільника, по-різному впливає на рівномірність розподілу насіння між підпотоками. При цьому для окремих з них має значення сам напрямок нахилу – вперед, чи назад. Так, нахил конусного розподільника з гладкою поверхнею (таблиця, схема 2, б) і пластинчатого трипотокового (таблиця, схема 3, а) незалежно від напрямку – вперед, чи назад, призводить однаково до значного погіршення рівномірності розподілу насіння між підпотоками, в той час як нахил площинного розподільника вперед (таблиця, схема 4) призводить до незначного погіршення розподілу насіння, а нахил назад – до помірного. Виконання на поверхні конусного дільника радіальних або спіральних жолобків утримує насіння від їх вільного перекочування, що запобігає різкому погіршенню рівномірності розподілу насіння при поздовжніх нахилах.

Аналіз також показує, що поздовжній нахил клинового і коробчатого розподільника при співпаданні вершини двогранного клина дільника з напрямком руху сівалки не впливає на рівномірність розподілу насіння між підпотоками.

Висновки:

1. Характерним недоліком для гравітаційних розподільників є їх чутливість до поперечних і поздовжніх коливань та невисока рівномірність розподілу насіння по підпотоках.

2. Найвищу рівномірність розподілу насіння забезпечує двошпотовий клиновий розподільник, при цьому установка дільника вершиною співвісною з напрямком руху сівалки усуває вплив поздовжніх коливань на рівномірність розподілу.

3. Найбільш перспективним напрямком зменшення чутливості гравітаційних розподільників до поперечно-поздовжніх коливань і підвищення рівномірності розподілу насіння є синтез конструктивно-технологічних схем двопоточних клинових розподільників.

Література

1. Погорілий Л.В., Шведик М.С. Обґрунтування агротехнічних вимог щодо точного висіву зернових культур і технічних засобів для його здійснення // Вісник аграрної науки. – 1992. -№7. - С. 40-44.
2. Сиягин И.И. Площади питания растений. Россельхозиздат, 1975. – 833с.
3. А.с. №1210686 (СССР). Координатно-однозерновой способ посева. Шведик М.С., Кравец И.А., Устименко А.С., Б.И. №6., 1986.

4.Хоменко М.С., Зырянов В.А., Насонов В.А. Механизация посева зерновых культур и трав: Справочник. – К.: Урожай, 1989. – 168с.

5. Ковриков И.Т. Основные принципы разработки распределительных устройств подпочвенно-разбросных сошников зерновых сеялок //Тракторы и сельхозмашины. – 1983. - № 5. - С. 13-14.

6. Комаристов В.Е. О влиянии семяпровода квадратно-гнездовой сѣялки на равномерность высева // Тракторы и сельхозмашины. -1960. -№ 4. – С .26-30.

7. Машины точного посева пропашных культур: конструирование и расчет/ В.С.Басин, В.В.Брей, Л.В.Погорелый и др. Под ред. Л.В.Погорелого. – К.: Техника, 1987. – 151с.

8. Пневматические сѣялки: конструирование и расчет / С.А. Мартиненко, Л.Г. Машишена, Л.В. Погорелый, Г.Я. Штыльфус, В.М.Шумейко. Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка. – 1992, - 224с.

9. Алимов Д.Н., Максимчук Г.А. Пневмосошник. Положительное решение ВНИИГПЭ на выдачу авторского свидетельства на изобретение по заявке № 4246248/30-15, ВНИИГПЭ, 1988г.

10. Demande de Drever Dinvention № 7506960. В.О.Р.И. – „Listes” n.14 du 0-4-1977. Institut National Dela Propriete Industrielle Paris.

11. Patent specification „Granule distributor”, № 1281688, 12 July, 1972, London.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух

ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЗНЕВОДНЕННЯ САПРОПЕЛЮ ШНЕКОВИМ ПРИСТРОЄМ

У статті запропоновано конструкцію шнекового пристрою для безперервного зневоднення озерних сапропелів із змінним кроком витків та досліджено умови процесу виділення вільної води на основі теорії консолідації при фільтрації рідкої фази через масу продукту.

Постановка проблеми. Підвищена увага до озерного сапропелю як альтернативної органічної речовини для різних галузей народного господарства вимагає особливого підходу до процесів його добування, переробки та використання у якості складової частини.

Основною проблемою вихідного матеріалу є висока вологість озерного сапропелю, яка в залежності від глибини залягання у водоймі та наявності дзеркала води коливається у межах 92 ... 96%. Вологість товарного сапропелю має становити 65%.

Відомі способи та засоби екскавації озерних сапропелів, його переміщення, руйнують структуру під дією робочих органів, тим самим змінюють його здатність віддавати вологу. Особливо це відноситься до циклічних операцій.

Тому виявлення можливостей для зневоднення озерних сапропелів на початкових стадіях їх взаємодії з робочими органами без руйнування структури та створення умов видалення вільної води є важливим питанням у дослідженнях процесів із використання озерних сапропелів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Розробкою ефективних засобів механізації при використанні озерних сапропелів, дослідженням процесів переміщення, транспортування займаються як на Україні так і за кордоном [1, 2, 3]. Як правило, увага приділяється добувним модулям, транспортуючим машинам. В меншій мірі ставилась задача виділення вільної води при взаємодії з робочими органами на стадії добування та переміщення сапропелю.

Такі роботи залишаються на стадії заявок на винаходи [4]. Серед відомих транспортуючих пристроїв безперервної дії та пристроїв для механічного розділення твердої і рідкої фаз, найбільше знайшли поширення пристрої з гвинтовими робочими органами [5].

Теоретичним дослідженням гвинтових робочих органів присвячена велика кількість робіт, серед яких варто виділити [6, 7]. Але роботи із дослідження зневоднення озерних сапропелів механічним способом відсутні.

Метою роботи є дослідження процесу відділення вільної води із озерного сапропелю за допомогою шнекового робочого органу із змінним кроком витків у зоні зневоднення сапропелю.

Результати досліджень. Пристрій для реалізації процесу зневоднення сапропелю представлено на рис. 1.

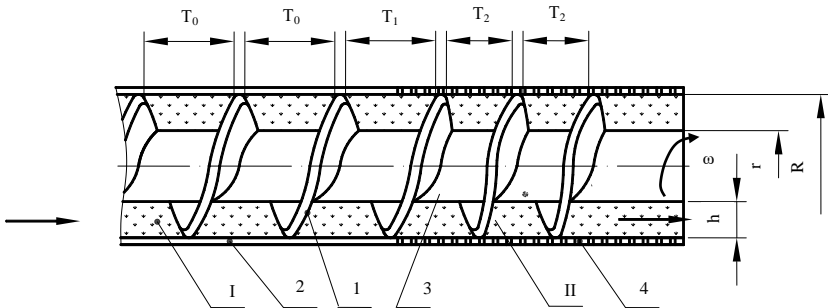


Рис. 1. Схема пристрою для зневоднення сапропелю

Пристрій складається із труби 2, в якій обертається шнек з частотою обертання ω , що виконаний у вигляді центрального вала 3 та витків із змінним кроком. При цьому пристрій можна розділити на дві зони: I – зона подачі сапропелю, II – зона зневоднення сапропелю. У зоні зневоднення витки виконано із змінною міжвитковою шириною T_i , де i – кількість витків змінного кроку, а в трубі рівномірно по поверхні виконані дрібні отвори для витікання води. Зневоднення сапропелю виконується за рахунок зміни міжвиткового об'єму.

Процес витискання води із сапропелю представляє собою один із особливих варіантів фільтрації в деформованому пористому середовищі і є складним механічним процесом, під час якого під дією зовнішнього тиску проходить витискання води із пор при одночасному ущільненні самої маси сапропелю.

Згідно теорії консолідації при фільтрації рідкої фази через масу продукту, фази сапропелю будемо розглядати як окремі автономні системи: рідка фаза – ідеальна рідина, сапропель – деформована система, що підкоряється компресійній кривій. Рідка фаза не викликає у ущільненій фазі будь-яких додаткових деформацій. Сапропель представимо як середовище з постійно змінюваними в процесі відтиску коефіцієнтом фільтрації K і коефіцієнтом пористості ε .

На основі вищевказаного можна представити дві системи тиску. Першу систему назвемо тиском напору, другу – ефективним тиском, їх суму – повним тиском. Тиск напору P_H визначається напором фільтрованої рідини, ефективний тиск P_θ сприймається сапропелем.

При цьому повний тиск на поверхню витків шнека в напрямку пресування визначаємо за формулою:

$$P = P_H + P_\theta . \quad (1)$$

Тиск напору знаходимо за залежністю:

$$P_H = (P_\phi + P_B)g \cdot \rho , \quad (2)$$

де P_ϕ - напор фільтрації рідини через пори сапропелю; P_B - напор витікання рідини через отвори труби; g - прискорення вільного падіння; ρ - густина рідини (води).

Напор фільтрації рідини згідно (1) визначаємо за законом Дарсі при ламінарному русі:

$$P_\phi = \frac{V \cdot h \cdot \varepsilon}{K(1 + \varepsilon)} , \quad (3)$$

де V - швидкість руху рідини по міжвитковому каналі шнека; h - глибина каналу; K - коефіцієнт фільтрації для сапропелю; ε - коефіцієнт пористості для сапропелю.

Швидкість руху рідини визначаємо за залежністю:

$$V = \omega \cdot T' / 2\pi , \quad (4)$$

де ω - частота обертання шнека; T' - крок витків шнека.

При цьому коефіцієнт пористості можна представити компресійною залежністю, що визначається із механічних і фізичних властивостей сапропелю:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - a \cdot P_\theta , \quad (5)$$

де ε_0 - постійна величина пористості; a - коефіцієнт ущільнення сапропелю.

При зневодненні сапропелю витікання рідини проходить у зовнішнє середовище при атмосферному тиску, тоді за відомою залежністю напор витікання рідини через отвори можна представити наступним чином:

$$P_B = \mu \cdot Q / K_1 (1 + 1/2n) , \quad (6)$$

де μ - коефіцієнт динамічної в'язкості рідини; Q - розхід води через отвори; K_1 - коефіцієнт, що залежить від форми отвору; n - кількість отворів.

Для циліндричних отворів:

$$K_1 = \pi R_1^4 / 8S, \quad (7)$$

де R_1 - діаметр отвору; S - товщина стінки труби.

Тоді тиск напору визначаємо за формулою:

$$P_H = \left(\frac{\omega \cdot T' \cdot h \cdot \varepsilon}{K(1 + \varepsilon) \cdot 2\pi} + \frac{8S_1 \cdot \mu \cdot Q}{\pi R_1^4} \left(1 + \frac{1}{2n} \right) \right) \cdot \rho \cdot g. \quad (8)$$

Висновки. Ефективним засобом для переміщення озерних сапропелів може слугувати пристрій із гвинтовим робочим органом, який дозволяє сформувати дві зони: зону подачі і зону зневоднення сапропелю.

За прийнятих допущень на основі теорії консолідації при фільтрації рідкої фази через масу продукту, запропоновано формулу визначення тиску напору для видалення вільної води із озерних сапропелів.

Робота виконана за підтримки ДФФД, проект № Ф25.4/096.

Література

1. Лопотко М.З., Евдокимова Г.А. Сапропели и продукты на их основе. – Мн.: Наука и техника, 1986. – 191 с.
2. Дідух В.Ф., Цизь І.Є. Особливості сільськогосподарського виробництва зони Полісся // Конструкція, виробництво та експлуатація СГМ. Вип. 35. – Кіровоград, 2005. – С. 96-100.
3. Шевчук М.Й. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання. - Луцьк: Надтир'я, 1996. - 383 с.
4. Устройство для непрерывного обезвоживания сапропеля: А.С. 1726399 СРСР, МКИ А1 кл. С 02 F 11/12.
5. Основы расчета и конструкции машин и автоматов пищевых производств / Под. ред. А.Я. Соколова. – М.: Машиностроение, 1969. – 637 с.
6. Груздев И.Э., Мирзоев В.Г., Янков В.Н. Теория шнековых устройств. – Л.: Машиностроение, 1987. – 164 с.
7. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов.: Выща школа. Изд. при Львов.университете, 1989. – 175с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

Г.А. Шум

Луцький державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ ОРГАНО-МІНЕРАЛЬНОЇ СУМІШІ ВАЛЬЦЕВИМ ПРИСТРОЄМ

Наведено результати дослідження процесу ущільнення орґано-мінеральної суміші вальцевим пристроєм. Визначено значення вологості суміші, при яких стрічка формується.

Постановка проблеми. Добрива – основа підвищення кількості та якості сільськогосподарської продукції. Їх раціональне використання покращує родючість ґрунтів, підтримує позитивний баланс біогенних елементів та гумусу.

Постійно зростаюча потреба у високоякісних сільськогосподарських продуктах спонукає до пошуку нових видів добрив. Сьогодні активна робота проводиться у напрямі створення орґано-мінеральних добрив. Застосування цих добрив за рахунок орґанічної складової має велике екологічне значення: воно дає змогу знову залучати у кругообіг поживні речовини, які були вилучені з основною і побічною продукцією з агробіоценозів. Сапропель є унікальною природною орґанічною сировиною і відноситься до поновлюваних природних ресурсів. У ньому містяться білки, жири, протеїн, вітаміни, гормони, антиоксиданти стимулятори росту і ряд інших речовин. Набір цих речовин і їх концентрації багато в чому обумовлені умовами відкладення сапропелю, складом фауни і флори озер, особливостями біогеохімічної зони і глибиною залягання.

Відомо, що могутнім засобом підвищення ефективності добрив є перетворення їх в гранульовану форму. Грануляція добрив підвищує їх ефективність: змінюється в кращу сторону взаємодія між ґрунтом і добривами, між добривами і мікроорґанізмами і, на кінець, між добривами і рослинами безпосередньо.

На вибір методу гранулювання орґано-мінеральної суміші впливають фізико-механічні та реологічні властивості компонентів орґано-мінеральної суміші.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведені дослідження по формуванню структури гранульованих добрив, матрицею яких використано торф, а наповнювачем – мінеральні добрива [1]. Запропоновано технологічний процес отримання гранульованого продукту із використанням модернізованого

стандартного стрічкового пресу СМК-21, гранулятора ОГМ-0,8, формування гранул методом обкочування [2, 3, 4]. Метод пресування вальцевим пресом використовується для виробництва мінеральних добрив.

Інститутом ґрунтознавства та агрохімії ім. О.Н. Соколовського розроблено технологію виробництва біомінеральних добрив із сапропелю.

Однією з основних задач формування органо-мінеральної суміші є досягнення необхідної щільності для забезпечення механічної міцності гранул.

Вологість органічної складової впливає на процес гранулювання, оскільки у такому матеріалі можуть переважати як пружні, так і пластичні деформації.

Мета дослідження – вивчення впливу вологості органо-мінеральної суміші на протікання процесу формування стрічки.

Результати дослідження. Формування органо-мінеральної суміші здійснювали в зазорі між двома вальцями, що обертаються назустріч один одному.

Суміш з бункера в результаті руху вальців, сил тертя і адгезійної взаємодії поступає в зазор між вальцями, ущільнюється і виходить у вигляді стрічки товщиною, яка рівна величині зазору. Як показують проведені експериментальні дослідження, щільність вихідного матеріалу залежить від вологості органо-мінеральної суміші, коефіцієнта зовнішнього тертя, зазору між вальцями.

На адгезійне зчеплення між пресованою сумішшю і поверхнею вальців впливає вихідна вологість суміші, її процентний вміст, тиск стискування.

Початкова вологість суміші впливає також і на міцність вихідного матеріалу. Це пов'язано з тим, що коефіцієнт внутрішнього тертя суміші сприятиме більшому числу контактів між частинками і збільшенню міцності спресованої стрічки.

При формуванні із суміші відбувається витіснення повітря із зони ущільнення в напрямку, протилежному руху вальців, що може погіршувати поступання суміші в зону ущільнення.

Уздовж дуги вальців відбувається зміна властивостей ущільнювального матеріалу внаслідок силового тиску вальців. Довжина дуги контакту вальців – суміш при формуванні незначна.

Описати в аналітичній формі функціональні залежності щільності стрічки, товщини при її формуванні вальцями, врахувавши дію кінематичних, силових, геометричних і фізико-механічних параметрів, дуже важко.

Для розрахунку щільності процес формування суміші вальцями можна вважати подібним прикладанню навантаження на суміш при пресуванні її в замкнутій матриці.

Залежність зусилля формування від вологості органо-мінеральної суміші визначали на експериментальній установці, яка складається з робочої камери і пристрою для створення тиску. Робоча камера включає циліндр, в якому розміщено поршень. Згідно отриманих даних: зусилля формування суміші в залежності від її вологості падає від 3,4 МПа (при вологості 20%) до 1,9 МПа (при – 30%). Вказані значення вологості для суміші при вмісті органічного сапропелю.

Вивчення механізму неперервного ущільнення органо-мінеральної суміші вальцевим пристроєм і встановлення взаємозв'язку між основними параметрами процесу має не тільки теоретичне, але і практичне значення.

Ущільнення органо-мінеральної суміші як сипкого зв'язного середовища можна представити:

$$e = f(\sigma_c),$$

де e – зміна об'єму, σ_c – середнє нормальне напруження.

Поведінка суміші при зовнішній механічній дії вальців визначається опором, який виникає при ущільненні, розвиваються деформації, змінюються розміщення молекул і розподілення відповідних молекулярних сил. Молекулярні сили можуть бути дуже великими, але відстані, на яких вони діють, дуже малі.

Можна умовно виділити три зони, які відповідають стану суміші в процесі ущільнення: подача суміші, ущільнення і витіснення спресованої суміші у вигляді стрічки.

Положення поперечного січення, які обмежують вказані зони деформації суміші, визначається кутами: кутом подачі α_n , кутом пресування α_p , нейтральним кутом α_n , кутом пружного стиску вальців α_c (рис. 1).

Крива розподілення тисків вздовж дуги вальця при пресуванні матиме вигляд: плавне збільшення у зоні ущільнення, різке збільшення у нейтральному січенні і різке падіння в січенні виходу суміші із вальців.

Зміна щільності суміші відбувається тільки в зоні вальця на дузі $\alpha_n - \alpha_n$.

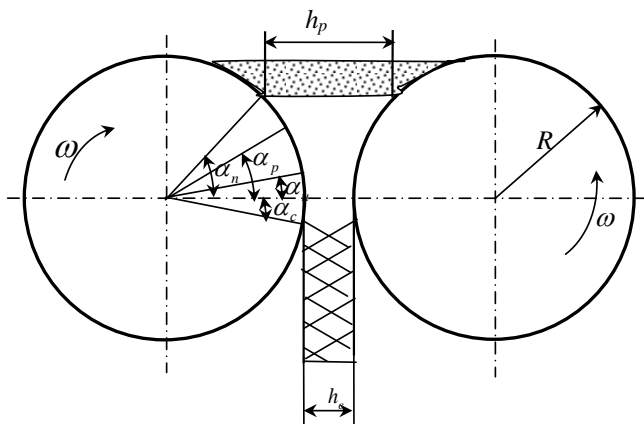


Рис. 1. Кутові параметри роботи вальцевого преса

Відношення $\frac{h_p}{h_c}$ називається коефіцієнтом спресування ε .

Величина початкового січення h_p не може бути визначена безпосереднім вимірюванням. Для її розрахунку необхідно знати кут пресування α_p . Із геометричних співвідношень величина h_p визначається наступним чином [5]:

$$h_p = h_n + \alpha_p^2 \cdot R,$$

де h_n – товщина стрічки, R – радіус вальця.

Зміна щільності від насипної до кінцевої характеризується коефіцієнтом ущільнення і має значний вплив на вихід товарної фракції. Досліди по визначенню коефіцієнта ущільнення органо-мінеральної суміші без можливості бокового розширення проводили на стандартному компресійно-фільтраційному приладі.

Експериментально встановлено, що при вологості суміші 28% коефіцієнт ущільнення рівний 1,08. При зменшенні вологості суміші значення коефіцієнта падає, і при вологості суміші 17% становить – 1,17.

Формування стрічки вальцевим пристроєм здійснювали при вологості органо-мінеральної суміші 8,6...56% та процентному співвідношенні NPK: сапрпель – 30:70. Зазор між вальцями встановлювали в межах від 2,5 до 5,0 мм.

Встановлено: при вологості суміші в межах 17...28%, зазорі між вальцями 2,5..3,0 мм стрічка формується, при вологості 38...56% стрічка прилипає до поверхні вальців і після проходження руйнується.

Висновки. Встановлення аналітичного вигляду зв'язку між величиною тиску пресування, товщиною і щільністю стрічки вимагає проведення експериментального визначення окремого кола параметрів процесу ущільнення органо-мінеральної суміші вальцевим пристроєм.

Література

1. Вирысов Г.П. Физические и технологические основы производства экологобезопасных торфо-минеральных гранулированных удобрений: Диссертация на соискание ученой степени докт. техн. наук. – Минск, 1992. – 452 с.
2. Авдонин П.С. Гранулированные удобрения. – М.: Государственное издательство с/х литературы, 1952. – 232 с.
3. Вайстих Г.Я., Дарманьян П.М. Гранулирование кормов.– М.: Колос, 1978. – 192 с.
4. Классен П.В., Гришаев И.Г. Основы техники гранулирования. – М.: Химия, 1982. – С. 42-181.
5. Виноградов Г.А., Семенов Ю.Н., Катрус О.А. Прокатка металлических порошков. – М.: Металургия, 1969. – 382с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.9.048.6

Т.С. Ярошевич, М.П. Ярошевич, д.т.н.
Луцький державний технічний університет

ДИНАМІКА ПУСКУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ЗБУДНИКОМ КОЛИВАНЬ ТА АСИНХРОННИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ

Розглянуто задачу розбігу дебалансного віброзбудника зарезонансної вібраційної машини, який приводиться в обертання від асинхронного двигуна.

Постановка проблеми. Застосування вібраційних робочих органів сільськогосподарських машин і знарядь у багатьох випадках дозволяє удосконалити традиційні та створити принципово нові технологічні процеси. Їхнє використання у народному господарстві забезпечує істотний економічний ефект [1].

У багатьох вібраційних машинах та пристроях коливання збуджуються механічними дебалансними віброзбудниками (незрівноваженими роторами), що приводяться в обертання трифазними електродвигунами асинхронного типу. Частоти власних коливань пружно підвішеного робочого органу, зазвичай, є у кілька разів нижчими за частоту вимушених коливань. Тому у вібромашинах з дебалансними збудниками в процесі розбігу та вибігу під час проходження частоти власних коливань часто виникають інтенсивні резонансні коливання. Амплітуди цих коливань залежать від швидкості проходження резонансної області. При цьому вони у багато разів перевищують амплітуди усталеного режиму руху. Відповідно, зростають динамічні навантаження на елементи конструкції вібраційних машин. Крім того, для проходження ротором електродвигуна резонансної зони необхідно суттєво завищувати його потужність.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Детальні аналітичні дослідження перехідних режимів у коливальних системах з інерційним приводом наводяться в роботах В.О. Кононенка та його учнів [2]. Найбільш повні бібліографічні відомості щодо досліджень у цьому напрямку наведено в монографії А.А. Аліфова та К.В. Фролова [3]. З поміж теоретичних досліджень виділимо статтю І.І. Блехмана та інших [4], в якій методом прямого розділення рухів розв'язано задачу розбігу незрівноваженого ротора, що кріпиться на робочому органі з одним ступенем вільності. У роботах [5, 6] наведено чисельне моделювання задачі пуску незрівноваженого ротора, встановленого на пружно закріпленій платформі. З останніх робіт, що стосуються моделювання процесу розбігу дебалансного віброзбудника зарезонансної вібраційної машини, є роботи [7, 8].

Проте в згаданих роботах при дослідженні динаміки коливальних систем з інерційним приводом для опису дії електромагнітного моменту електродвигуна використовується статична характеристика двигуна. Більше того, частіше за все використовується лінійна модель статичної характеристики. Однак для аналізу перехідних режимів руху використання такого спрощеного підходу викликає певні сумніви.

Метою роботи є проведення порівняльного аналізу процесів розбігу дебалансного віброзбудника зарезонансної вібраційної машини для випадків використання як статичної так і динамічної характеристик трифазного асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором.

Робочий орган вібраційної машини являє собою тримке тверде тіло з одним ступенем вільності, зв'язане з нерухомою основою за допомогою пружних та демпфуючих елементів (рис. 1). На тримкому тілі встановлено дебалансний віброзбудник, що приводиться в обертання від асинхронного двигуна. Під час обертання незрівноваженої маси віброзбудника виникає відцентрова сила інерції, яка збуджує малі вимушені коливання тримкового тіла. Нехай незрівноважена маса обертається в горизонтальній площині (тобто дію момента сил ваги на динаміку розбігу не враховуємо).

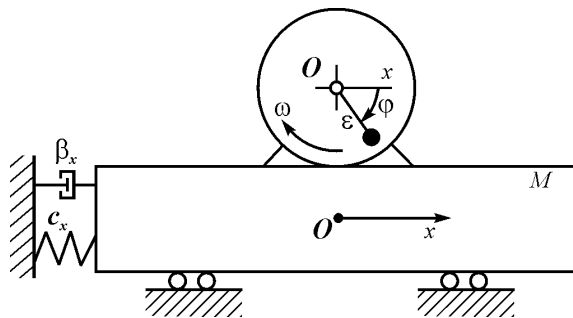


Рис. 1. Схема коливальної системи

Система характеризується двома узагальненими координатами: обертальною – кутом повороту ротора віброзбудника φ та коливальною – горизонтальним зміщенням тримкового тіла x . Опір коливанням тримкового тіла враховуємо у вигляді лінійної сили $\beta\dot{x}$, пропорційної узагальненій швидкості.

Звичайно механізми з електроприводом слід розглядати як електромеханічні системи. Для дослідження їхньої динаміки потрібно поряд із рівняннями руху механічної частини системи, враховувати пов'язані з ними рівняння електричної системи. Рух такої електромеханічної системи описується диференціальними рівняннями [2, 9]:

$$I\ddot{\varphi} = L(t) - R(\dot{\varphi}) + m\varepsilon\ddot{x}\sin\varphi, \quad (1)$$

$$M\ddot{x} + \beta\dot{x} + c_x x = m\varepsilon(\ddot{\varphi}\sin\varphi + \dot{\varphi}^2\cos\varphi), \quad (2)$$

$$T_D^2\xi\ddot{L}(t) + T_D\xi\left(2 - \frac{T_D}{s}\dot{s}\right)\dot{L}(t) + \left(1 - \frac{T_D\xi}{s}\dot{s}\right)L(t) = 2\xi L_{\max}s_v, \quad (3)$$

де I – сумарний момент інерції ротора вібробудника щодо осі обертання; m, ε – відповідно, маса збудника та його ексцентриситет; M – маса тримкого тіла; β_x – коефіцієнт демпфування; c_x – поздовжня жорсткість пружини; $L(t), R(\dot{\varphi})$ – обертальний момент, що розвивається двигуном та момент сил опору обертанню ротора; $\xi = \frac{1}{1 + s_v}$; s_v – відносне ковзання; s – поточне ковзання; T_D – електромагнітна стала часу.

Для врахування динамічної характеристики електродвигуна використано підхід, який ґрунтується на сумісному розв’язанні диференціальних рівнянь руху механічної частини системи (1), (2) та рівняння електромагнітних явищ в асинхронному двигуні (3) [9]. Зазначимо, що під час складання рівняння (3) скористалися припущенням, яке полягає в нехтуванні активним опором статора проти активного опору ротора. Відповідно до досліджень [9], розбіжність розрахункових та експериментальних моментів електродвигуна в такому разі не перевищує 10%.

Сумарний момент сил опору обертанню ротора збудника зумовлюється, переважно, опором у підшипниках і визначається за формулою $R = 0,5 f^* m \varepsilon \dot{\varphi}^2 d$, де f^* – зведений коефіцієнт тертя в підшипнику; d – його внутрішній діаметр.

Модельовання процесу розбігу дебалансного вібробудника зводиться до чисельного інтегрування рівнянь руху електромеханічної системи (1) – (3) за допомогою програмного продукту Maple за таких значень параметрів: $m = 4 \text{ кг}$; $\varepsilon = 0,037 \text{ м}$; $I = 0,006 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M = 39 \text{ кг}$; $c_x = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $p = 33,9 \text{ с}^{-1}$ – частота власних коливань системи; $f^* = 0,003$; $d = 0,02 \text{ м}$; $\beta_x = 135 \text{ кг/с}$; при цьому використовувався трифазний асинхронний короткозамкнений двигун серії 4А із синхронною частотою обертання $n_c = 1500 \text{ об/хв}$ номінальною потужністю $N = 0,09 \text{ кВт}$.

Результати дослідження. На рис. 2 показано часові залежності кутової швидкості ротора вібробудника для випадків використання: (а) – статичної характеристики електродвигуна та (б) – рівняння електромагнітних явищ у двигуні. Порівнюючи обидва графіки можна стверджувати про якісно однакове відтворення процесу розбігу ротора вібробудника в обох досліджуваних випадках.

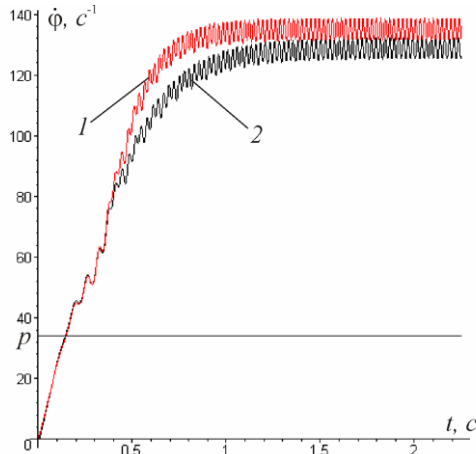


Рис. 2. Часові залежності кутової швидкості ротора в разі використання: 1 – статичної характеристики двигуна; 2 – рівняння електромагнітних явищ у двигуні

Відповідно до наведених графіків, на першому етапі розгону – починаючи з моменту вмикання двигуна до досягнення кутовою швидкістю ротора величини, що дорівнює критичній швидкості (у розглядуваному випадку $\omega_k = 100 \text{ c}^{-1}$) обидві криві практично збігаються. Більш детальний аналіз свідчить, що лише в момент пуску двигуна, в разі використання його динамічної характеристики, спостерігається незначне й нетривале відставання швидкості ротора порівняно зі швидкістю у випадку використання статичної характеристики двигуна. Це пов'язано з тим, що в першому варіанті вже безпосередньо в момент вмикання електродвигуна обертальний момент на його валу дорівнює пусковому моменту, а в другому – зростає від нуля до значення пускового моменту.

На другому етапі розбігу ротора (з моменту досягнення ротором критичного значення швидкості до встановлення усталеного руху) мають місце незначні розбіжності. Загалом вони зводяться до деякого відставання швидкості розгону ротора для моделі з динамічною характеристикою двигуна. Так, наприклад, в усталеному режимі руху кутові швидкості ротора збудника в обох досліджуваних випадках, відповідно, дорівнюють $\omega_{cm} = 135 \text{ c}^{-1}$, $\omega_{оин} = 129 \text{ c}^{-1}$, тобто різниця не перевищує 5%. З наведених рисунків видно, що найістотніша різниця між значеннями кутових швидкостей ротора має

місце на ділянці, яка відповідає точці розриву кусково-лінійної функції статичної характеристики електродвигуна.

На рис. 3 подано часові залежності узагальненої координати зміщення тримкого тіла для найбільш цікавого періоду руху – проходження резонансної зони. Відповідно до наведених графіків, амплітуди коливань тримкого тіла практично однакові для обох розглядуваних випадків. Такий висновок однаково стосується як усталеного періоду руху, так і перехідного режиму.

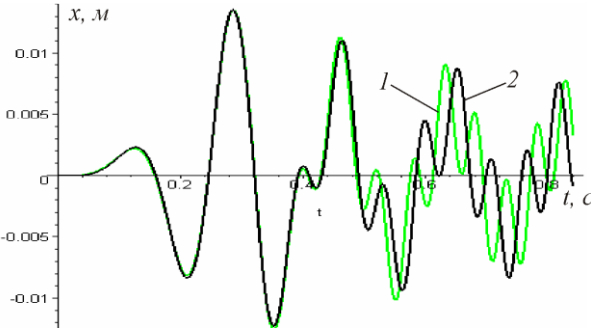


Рис. 3. Часові залежності узагальненої координати зміщення тримкого тіла в разі використання: 1 – статичної характеристики двигуна; 2 – рівняння електромагнітних явищ у двигуні

На рис. 4 наведено залежності від часу обертального момента електродвигуна та вібраційного момента, що діє на ротор збудника для випадків використання статичної характеристики двигуна та рівняння електромагнітних явищ у двигуні. Різниця між значеннями, яких набуває вібраційний момент в обох порівнюваних варіантах як у процесі розбігу ротора (рис. 4, криві 3, 4), так і для усталеного періоду руху, не перевищує $7...10\%$. Аналогічну несуттєву розбіжність можна констатувати й між величинами обертального момента на валу електродвигуна для випадків використання різних механічних характеристик. При цьому, для першого досліджуваного варіанта в усталеному режимі руху спостерігаються помітно більші коливання величини обертального момента двигуна.

Звернемо увагу, що коливання момента двигуна є настільки малими у порівнянні з коливаннями вібраційного момента, що на рис. 4 їх графічне зображення виглядає практично прямою лінією. Це пояснює той факт, що результати моделювання процесу пуску з використанням обох характеристик є достатньо близькими.

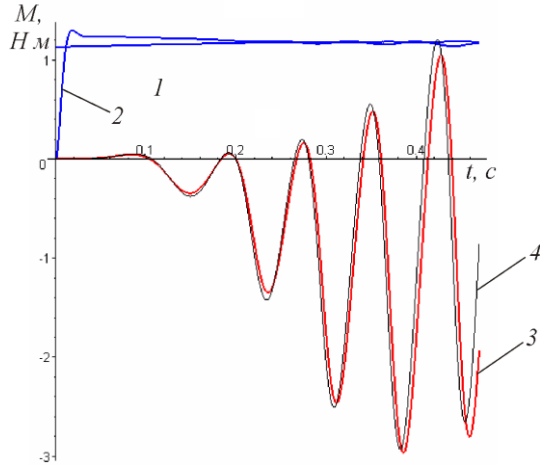


Рис. 4. Часові залежності моменту двигуна (1, 2) та вібраційного моменту (3, 4) в разі використання: 1, 3 – статичної характеристики двигуна; 2, 4 – рівняння електромагнітних явищ у двигуні

Зазначимо, що проведені дослідження розгону ротора віброзбудника, який приводиться в обертання двигуном граничної потужності ($N = 0,075 \text{ кВт}$, мінімальна потужність, за якої ротор двигуна ще здатний розігнатися до номінальної швидкості), дають аналогічні результати – має місце лише дещо більша розбіжність між значеннями досліджуваних параметрів.

На підставі чисельного моделювання процесу розбігу ротора віброзбудника для випадків використання статичної та динамічної характеристик електродвигуна можна зробити такі **висновки**:

- моделі з обома характеристиками адекватно описують рух вібраційної машини;
- розбіжність у значеннях кутових швидкостей розгону ротора збудника та амплітуди коливань тримкого тіла в момент проходження резонансної зони та для усталеного періоду руху не перевищує 5...7% ;
- використання статичної характеристики електродвигуна призводить до завищення величини його обертового моменту, однак різниця між значеннями моментів в обох випадках не перевищує 7...10%.

Отже, для моделювання динаміки вібраційних машин з дебалансним віброзбудником (принаймні розглядуваного типорозміру), що приводяться в рух від трифазного асинхронного електродвигуна, можна використовувати як статичну, так і динамічну характеристики двигуна, і для усталеного періоду руху, і для процесу розбігу. При цьому, моделювання з використанням рівняння електромагнітних явищ у двигуні є більш доцільним.

Література

1. Заика П.М. Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах: Практ. пособие. – К.: Изд-во УСХА, 1998. – 625 с.
2. Кононенко В.О. Колебательная система с ограниченным возбуждением. М.: Наука, 1964. – 324 с.
3. Алифов Ф.Ф., Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 328 с.
4. Блехман И.И., Индейцев Д.А., Фрадков А.Л. Медленные движения в системах с инерционным возбуждением колебаний // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. 2007. №2. – С. 23-37.
5. Управление мехатронными вибрационными установками / Б.Р. Андриевский, И.И. Блехман, Ю.А. Борцов и др. СПб.: Наука, 2001. – 278 с.
6. Гортинский В.В., Хвалов Б.Г. Об одном способе управления запуском колебательной системы с инерционным возбудителем. Механика машин. - М.: Наука, 1991. Вып. 58. - С. 42-46.
7. Ярошевич Т.С. Моделювання процесу пуску вібраційної машини з дебалансним віброзбудником / Вібрації в техніці і технологіях. Всеукр. наук.-техн. журнал. – №1 (46), 2007. – С. 15-19.
8. Ярошевич Т.С. Дослідження пуску вібраційної машини з дебалансним приводом / Вісн. Нац. ун-ту „Львівська політехніка”, 2007. – №557. – С. 94-102.
9. Зайцев О.І., Шатохін В.М., Чернов А.М. Моделювання динамічних процесів у вібраційних апаратах з інерційним вібратором та асинхронним двигуном. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Укр. міжвід. наук.-техн. зб. 2006. -№40 – С. 116-126.

ЗМІСТ

1. І.І. Брошак, В.І. Солтисюк, І.І. Чвартацький. Результати експериментальних досліджень запобіжних муфт приводів очисних систем коренезбиральних машин	3
2. І.П. Вітрух, В.В. Висовень. Обґрунтування технологічного процесу виробництва органо-біомінеральних добрив на основі бурого вугілля.....	10
3. В.І. Волошин. Машини для ворушіння стеблової стрічки льону.....	24
4. М.В. Вржещ, Б.Ф. Пасаман, Р.Я. Джигалюк. Обґрунтування форми поверхні барабанного очисника головок коренеплодів.....	27
5. І.Б. Гевко, В.І. Солтисюк, І.В. Фльонц. Обґрунтування параметрів стендів для дослідження транспортно-технологічних систем ряду сільськогосподарських машин.....	31
6. І.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко, Г.С. Нагорняк, А.П. Драган, Н.Є. Влас. Обґрунтування економічної ефективності виготовлення гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин.....	37
7. З.О. Гошко, С.В. Синій, Н.О. Толстушко. Способи стимуляції насінневих матеріалів та особливості їх використання.....	45
8. Я.С. Гуков, В.М. Барановський. Моделювання маси налиплиго ґрунту на поверхні просторового тіла.....	52
9. Д.В. Дмитрів, І.Б. Гевко, В.Б. Левенець. Надійність роботи шнеково-гвинтових змішувачів.....	62
10. І.М. Дударєв. Обґрунтування доцільності диференційованого підведення повітряного потоку до рулону під час сушіння.....	74
11. М.Л. Засць. Обґрунтування швидкості надходження насіння в сошник для підґрунтового-розкидного способу посіву.....	81
12. М.М. Ковалев, Р.А. Ростовцев, А.И. Паплевченков. Определение кинематического режима работы подборщика барабанного типа.....	89
13. Р.В. Комар, О.А. Колесник, І.Я. Воляк. Про розрахунки для встановлення гвинтової опори піднімально-транспортної лебідки....	97
14. Р.В. Комар, О.Л. Ляшук, О.Л. Колесник. Розрахунок параметрів гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок.....	102
15. Л.Ю. Кокалюк, Р.В. Стасюк. Обґрунтування параметрів спіралі сушарки насіння трав.....	106
16. Е.А. Налобина, С. В. Просолов. Влияние ширины захвата теребильной секции на показатели выхода и качества волокнистой продукции.....	111
17. Б.Ф. Пасаман, Ю.Л. Гунько. Аналіз переміщення пласта вороху криволінійною поверхнею лемеша.....	118
18. Б.Ф. Пасаман, Ю.Л. Гунько, О.Б. Пасаман, С.В. Смолінський. Дослідження ударної взаємодії лопатей картоплекопача з бульбоносним пластом.....	122

19. С.Г.Панасюк, Р.В.Кірчук. Вплив параметрів сушильного агента та качанів кукурудзи на тривалість сушіння	127
20. Л.М. Поліщук, Н.О. Толстушко, Г.С. Нагорняк. Аналіз роботи затискного транспортера стеблової стрічки льону.....	132
21. О.В. Приймак, А.П. Русинчук. Математичне моделювання теплових процесів у акумуляторах теплоти	136
22. Р.А. Ростовцев, К.В. Татарнищев. Определение и анализ некоторых характеристик стеблей льна-долгунца.....	145
23. М.К. Сукач, Д.В. Пузаков, І.М. Литвиненко. Влаштування свердловин для протифільтраційних екранів.....	150
24. І.В.Тараймович. Конструктивні особливості засобів сепарації вороху льону перед сушінням.....	155
25. М.В. Усенко. Аналіз сил реакцій ґрунту, що діють на стабілізуючий диск.....	160
26. І.В. Фльонц, І.Г. Ткаченко, Р.Б. Гевко, О.Б. Павелчак. Удосконалення транспортера-сепаратора для коренебульбоплодів...	168
27. О.В. Фльонц. Розрахунок установки для подачі конвеєрної стрічки в зону різання.....	173
28. Г.А. Хайліс, В.І. Василюк. Аналіз роботи чотирьохвальцевого льонотеркового апарату.....	178
29. Г.А. Хайліс, А.Ю. Горбовий, Ю.В. Федорусь. Особливості переміщення опорної поверхні при роботі льоноплющильно-обчісувального апарата.....	186
30. Г.А. Хайліс, Л.М. Дацюк, С.Ф. Юхимчик, Н.О. Толстушко. Аналіз дії чистиків поверхонь шківів і роликів бральних апаратів.....	190
31. Г.А. Хайліс, В.І. Залужний, Д.П. Федак. Обґрунтування шляхів підвищення продуктивності льонобрального агрегату.....	195
32. Г.А. Хайліс, В.Л. Мартинюк. Аналіз руху бульб картоплі у бульбопроводі картоплесаджалки.....	200
33. Г.А. Хайліс, Г.С. Нагорняк, В.Л. Мартинюк. Анализ взаимодействия поверхности гладкого катка с почвой.....	208
34. Г.А. Хайліс, Я.М. Сало. О параметрах ведомых пневматических колес сельскохозяйственных машин.....	214
35. М.С. Шведик. Аналіз гравітаційних розподільників основного насінневого потоку зернових сівалок.....	223
36. О.П. Шимчук, С.Ф. Бабарика. Дослідження умов зневоднення сапропелю шнековим пристроєм.....	233
37. Г.А. Шум. Дослідження процесу ущільнення органо-мінеральної суміші вальцевим пристроєм.....	237
38. Т.С. Ярошевич, М.П. Ярошевич. Динаміка пуску вібраційної машини з дебалансним збудником коливань та асинхронним електродвигуном.....	241

ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ У ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ” ЛУЦЬКОГО ДЕРЖАВНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

ПЛАН СТАТТІ

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше невирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. **Формулювання цілей статті (мета дослідження)**.
4. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (**результати дослідження**).
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

ТЕКСТ

1. Стаття подається на дискеті розміром 3,5'', а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату А5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; переплету – 1 см; від краю до колонтитулу верхнього – 1,25см, до нижнього – 1,25см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (-ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне - або графік або таблицю. Посилання в

тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.

3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2-3 речення курсивом).
5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 об'єму статті.
7. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
8. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
9. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Значення кожного символу і числового коефіцієнта записують з нового рядка. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу з слова „де” без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші нумерувати не рекомендується. Номери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого берега сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою ставиться лише у випадках передбачених правилами пунктуації:
а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування), а також подаються на дискеті 3,5” в окремих файлах з розширенням **JPG, TIFF**. Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, крапка, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов’язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

ТАБЛИЦІ

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1. і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (-ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Акт експертизи про можливість відкритої публікації.
3. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Адреса редакції: 43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 360.

Тел. (03322) 74-61-32.

E-mail: lab-amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 16, 2007 р.

Збірник входить до „Переліку № 1 Наукових фахових видань України...” серія „Технічні науки” (Додаток до постанови президії ВАК України від 09.06.1999 р. № 1-05/7)

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь
Редактор: О.С. Гордіюк
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь

Підписано до друку 28.12.2008 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 16,5. Наклад 300. Безкоштовно. Зам. 4219

Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Держкомінформу України ДК № 351