

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 15

Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ

Луцьк 2007

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 15. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – 379 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького державного університету, протокол № 12 від 31.05.2007 р.

У 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.

Матеріали статей рекомендовані до друку оргкомітетом Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні технології в АПК».

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.

Материалы статей рекомендованы к опубликованию оргкомитетом Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии в АПК».

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.

В.П. Бабій, к.т.н., О.П. Деркач, к.і.н., В.П. Ковбаса, д.т.н.,
В.О. Соломка, к.т.н.
Національний аграрний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ УЛОВЛЮВАЧА ЗЕРНЯТКОВИХ ПЛОДІВ

Обґрунтовано раціональний тип та основні параметри уловлювача зерняткових плодів. Наведено результати випробовувань розробленого уловлювача.

Основним критерієм оцінки роботи плодозбиральної машини є якість плодів, які сходять з уловлюючої поверхні. Уловлюючі пристрої повинні забезпечувати найбільш повне уловлювання плодів, що знімаються з дерева з найменшими їх пошкодженнями. Отже, конструкція уловлювача значною мірою впливає на кількість пошкоджених плодів у процесі механізованого збирання.

Переважає більшість серійних плодозбиральних машин оснащені уловлювачами у вигляді похилої площини, що утворена полотном, меліоративною тканиною або щитами, покритими пружним еластичним матеріалом. Уловлювачі такого типу мають суттєві недоліки. Плоди, що потрапляють на уловлюючу поверхню, на протязі певного проміжку часу перебувають під дією плодів, що надходять на уловлювач з крони дерева. Отже, чим більший час перебування плоду на уловлюючій поверхні, тим більша ймовірність зіткнення його з іншим плодом, що падає на уловлювач. Крім того, плоди, що надійшли на уловлюючу поверхню, проходять значну відстань по його похилій площині і в момент виходу з уловлювача на транспортер мають швидкість, що значно перевищує допустиму. Ці фактори сприяють збільшенню кількості пошкоджених плодів у процесі їх механізованого збирання. Таким чином, виникла необхідність створити уловлювач, який би забезпечував такий режим руху плода на його поверхні, при якому час перебування на ній плода був би мінімальним, а його швидкість в момент виходу з уловлювача не перевищувала б допустиму.

Постановка проблеми. З наведеного вище випливає, що розроблення нових конструкцій уловлювачів плодозбиральних машин та дослідження показників їх роботи є достатньо актуальною та своєчасною науково-технічною проблемою.

Вирішення цієї проблеми неможливе без подальшого розроблення та уточнення наявних теоретичних положень процесу уловлювання плодів плодозбиральними машинами. Розроблення теоретичних основ дає можливість обґрунтувати раціональні конструктивні параметри уловлювача плодів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Результати теоретичних і експериментальних досліджень уловлювання плодів та аналіз типів і конструкцій уловлювачів були наведені у праці [1]. Подальший розвиток ці дослідження отримали у працях [2, 3] та інших. Але ряд питань залишився невирішеним.

Мета дослідження. Зменшення пошкоджень плодів і підвищення продуктивності плодозбиральної машини шляхом обґрунтування раціональних параметрів уловлювача зерняткових плодів.

Результати дослідження. Автори розробили конструкцію уловлювача, що дозволяє зменшити час перебування плода на уловлюючій поверхні та знизити швидкість його руху (рис. 1).

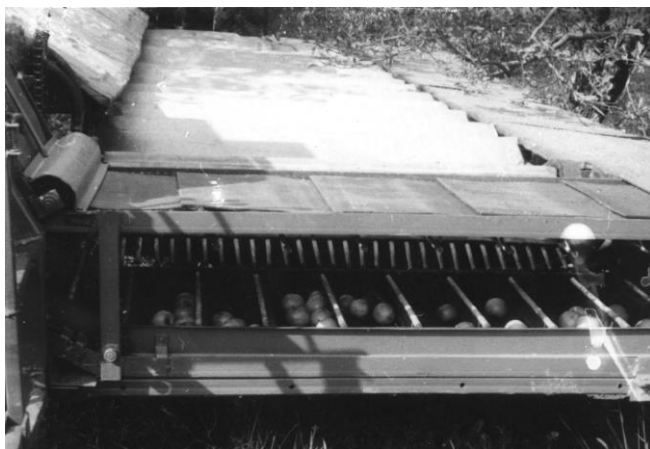


Рис. 1. Експериментальний уловлювач під час випробувань в саду

Уловлювач оснащений уловлюючою поверхнею, яка виконана у вигляді ряду поперечних паралельних площин, покритих пружним еластичним матеріалом і встановлених під кутом до горизонту. Під площинами розміщений еластичний стрічково-планчастий транспортер, напрям верхньої гілки якого співпадає з напрямом руху плодів, що сходять з похилих площин [2].

Плоди, що відокремлюються від крони дерева, падають на похилі площини, де гасять свою швидкість і скочуються на транспортер, звільняючи місце для наступних плодів. Оскільки довжина похилих площин незначна, то і час перебування на них плодів також незначний, що суттєво зменшує ймовірність їх пошкодження. Транспортер виносить плоди із зони їх співударання.

Для визначення раціональних параметрів експериментального уловлювача плодів розглянемо динаміку взаємодії плоду з уловлюючою поверхнею у процесі їх збирання.

Схема руху плоду на похилій площині уловлювача наведена на рис. 2.

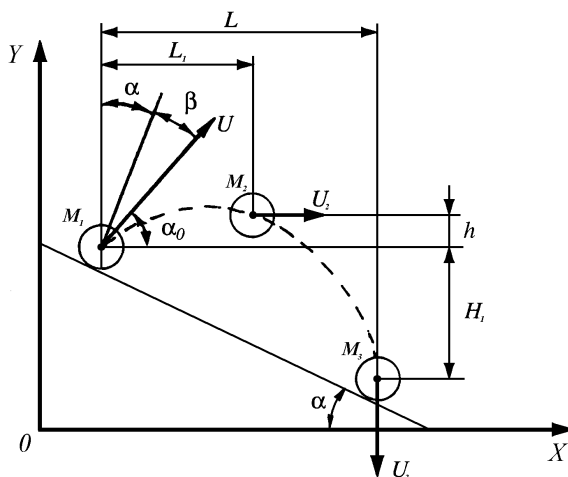


Рис. 2. Схема руху плоду на похилій площині уловлювача

Швидкість плоду в момент удару об похилу площину визначимо за формулою:

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = \sqrt{v_g^2 + 2gH}, \quad (1)$$

де H - висота падіння плоду.

Модуль швидкості u після удару визначається рівнянням

$$u = \sqrt{u_n^2 + u_t^2} = v \sqrt{\sin^2 \alpha + k_g^2 \cos^2 \alpha}, \quad (2)$$

де k_g – коефіцієнт відновлення при ударі.

Коефіцієнт відновлення дорівнює:

$$K_B = \frac{tg \alpha}{tg \beta}, \quad (3)$$

і визначається експериментально, шляхом заміру кутів α і β .

Рух плоду, що відскочив від похилої площини під кутом α_0 до горизонту з початковою швидкістю u , якщо прийняти його за матеріальну точку, описується рівняннями (якщо не враховувати опір повітря):

$$\left. \begin{aligned} x &= ut \cos \alpha_0 \\ y &= ut \sin \alpha_0 - \frac{gt^2}{2} + H_1 \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де $\alpha_0 = 90^\circ - (\alpha + \beta)$,

H_1 - висота падіння плоду після відскоку.

Після виключення часу t будемо мати

$$y = xtg \alpha_0 - \frac{yx^2}{2u^2 \cos \alpha_0} + H_1. \quad (5)$$

Диференціюючи в часі, одержимо:

$$u_x = u \cos \alpha_0; \quad (6)$$

$$u_y = u \sin \alpha_0 - gt. \quad (7)$$

Швидкість руху плоду по траєкторії дорівнює:

$$u_{ni} = \sqrt{u_x^2 + u_y^2} = \sqrt{(u \cos \alpha_0)^2 + (u \sin \alpha_0 - gt)^2}. \quad (8)$$

Розглянемо три характерних положення траєкторії польоту плоду M_1 , M_2 і M_3 (рис. 1).

Визначимо максимальну висоту відскоку плоду від похилої площини, необхідну для обґрунтування взаємного розміщення похилих площин уловлювача. В найвищому положенні, тобто в точці M_2 , проекція швидкості на вертикальну вісь дорівнює нулю, тому із (8) одержимо:

$$u_{ni} = u_x = u \cos \alpha_0. \quad (9)$$

Враховуючи, що вертикальна складова швидкості рівна нулю, час t_2 визначиться із умови $u \sin \alpha_0 - gt_2 = 0$, тобто

$$t_2 = \frac{u \sin \alpha_0}{g}. \quad (10)$$

Підставивши у друге рівняння системи (4) значення t_2 , одержимо максимальну висоту відскоку плоду h . В найвищій точці M_2

$y_1 = h + H_1$, тому

$$y_1 = h + H_1 = ut_2 \sin \alpha_0 - \frac{gt^2}{2} + H_1.$$

Після заміни t_2 правою частиною рівності (10) отримаємо:

$$h = \frac{u^2 \sin^2 \alpha_0}{2g}. \quad (11)$$

Для обґрунтування довжини похилої площини визначаємо час польоту в точку M_3 :

$$t_3 = \frac{u \sin \alpha_0 + \sqrt{u^2 \sin^2 \alpha_0 + 2gH_1}}{g}. \quad (12)$$

Тоді дальність польоту в точку M_3 буде рівною L :

$$L = ut_3 \cos \alpha_0 = u \cos \alpha_0 \frac{u \sin \alpha_0 + \sqrt{u^2 \sin^2 \alpha_0 + 2gH_1}}{g}. \quad (13)$$

Аналіз наведених аналітичних виразів і експериментальні дослідження дозволили визначити, що для плодів зерняткових культур при товщині енергопоглинаючого шару похилої площини 25...30мм, який складається із поролону і меліоративної тканини, оптимальна довжина похилої площини дорівнює 0,3...0,4м при куті нахилу 12...16°.

З метою перевірки якісних показників розробленого уловлювача зерняткових плодів були проведені порівняльні випробування розробленого уловлювача й уловлювача серійної плодозбиральної машини МПУ-1А. Результати випробувань наведені в таблиці.

При порівнянні результатів із визначення механічних пошкоджень на експериментальному уловлювачі й уловлювачі серійної плодозбиральної машини МПУ-1А приходимо до висновку, що кількість плодів без пошкоджень і з пошкодженнями загальною площею до 1 см², тобто плодів вищого сорту на експериментальному уловлювачі в 2,5 раза більше, ніж на уловлювачі машини МПУ-1А. Сумарний вихід плодів з механічними пошкодженнями, які відповідають вищому і першому товарним сортам, на експериментальному уловлювачі вище в 1,53 раза, ніж на уловлювачі серійної плодозбиральної машини МПУ-1А.

Таблиця. Ступінь механічних пошкоджень плодів сорту «Кальвіль сніговий» в процесі збирання

Уловлювач	Розподіл плодів залежно від площі механічних пошкоджень, %			
	Без пошкоджень і з пошкодженнями загальною площею до 1 см ²	Пошкодження загальною площею до 2 см ²	Пошкодження загальною площею до 4 см ²	Пошкодження загальною площею понад 4 см ²
Експериментальний уловлювач	72,4	11,6	8,9	7,1
Уловлювач плодозбиральної машини МПУ-1А	29,2	25,5	19,6	25,7

Висновки. Обґрунтовані основні параметри уловлювача зерняткових плодів, який значно зменшує механічні пошкодження плодів за рахунок зменшення часу перебування плода на уловлюючій поверхні та зменшенні швидкості його руху при сході на транспортер.

Література

1. Варламов Г. П. Машины для уборки фруктов. – М., Машиностроение, 1978. – 187 с.
2. Деркач О.П., Бабій В.П., Демидко М.О., Фришев С.Г. Деякі результати випробовувань експериментального двосекційного плодозбирального комбайна //Наук. вісн. НАУ. Вип. 80. Ч.1. – К.: НАУ, 2005. - С.72-76.
3. Бабій В.П., Деркач О.П., Фришев С.Г., Мартишко В.М. Елементи теорії механізованого збирання плодів вібраційним способом // Наук. вісн. НАУ. Вип. 80. Ч.2. – К.: НАУ, 2005. – С.46-53.

Н.В. Багнюк, к.т.н., Л.В. Сичук, к.т.н., С.В. Ягелюк, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ВИСОТИ ЗОНИ РОЗТАШУВАННЯ НАСІННЕВИХ КОРОБОЧОК СТЕБЛОСТОЮ ЛЬОНУ

У статті наведені результати експериментальних досліджень для визначення розподілу висоти зони розташування насінневих коробочок в залежності від стеблостою льону.

Постановка проблеми. Дослідження характеристик стебел льону має важливе значення. Вивчення цього питання впливатиме на вихід і якість волокна. Це є важливим питанням, оскільки під час збирання і формування стрічки льону чим менша зона розташування насінневих коробочок на одному стеблі, тим менша ця зона в стрічці, якщо розтягнутість в ній незначна. Із збільшенням розтягнутості стебел в стрічці, ширина розташування зони насінневих коробочок в стрічці збільшується. Під час наступного піднімання стрічки для обчислення чим менша ширина зони розташування насінневих коробочок, тим краще буде якість обчислення і менше відходу стебел в плутанину.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженнями характеристик стебел льону займалися [1, 2, 3]: І.В. Карагельський, Г.А.Хайліс, М.І. Шликов, В.Н. Рябцев, М.М. Ковальов, В.А. Толковський, Ю.Г. Морозов, Л.М. Клятис, М.Н. Летошнєв, А.В. Писарчик, І.Н. Болотов, А.С. Маят і ін. Проте експериментальні дослідження розподілу висоти зони розташування насінневих коробочок на різному стеблостої льону не проводилися.

Мета дослідження – визначити висоту зони розташування насінневих коробочок на різному стеблостої льону.

Результати досліджень. Визначення цих характеристик має велике значення для якісного брання, щоб можливо було краще відрегулювати машину для різного стеблостою льону, підвищити чистоту брання стебел, зменшити їх пошкодження та втрати й інші показники.

Зона розташування насінневих коробочок на низькорослому льоні не повинна потрапляти в зону брання, а на високорослому – коробочки не повинні оббиватися об верхню частину брального апарата.

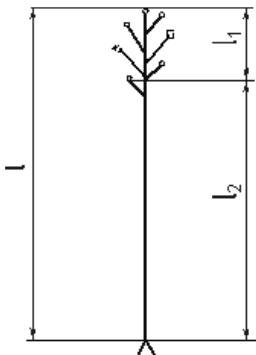


Рис. 1. Вигляд стебла льону:
 l - загальна довжина стебла льону, l_1 - ширина зони розташування насінневих коробочок, l_2 - висота зони розташування насінневих коробочок

Досліди проводилися у польових умовах на різному стеблості льону з різною вологістю. Брали стебла (рис. 1.) з різних ділянок поля та вимірювали довжину стебла і висоту зони розташування насінневих коробочок (відстань від поверхні ґрунту до їх нижньої межі). Результати вимірювань записували в журнал. Для дослідження було взято по 100 зразків низькорослого (до 40 см), середньорослого (від 40 до 90 см) і високорослого (від 90 до 110 -120 см) льону. Дані досліджень занесли в таблицю. Методика із визначення статистичних характеристик описана [1, 2]. В даному випадку вона була

застосована для визначення характеристики матеріалу, на якому працює льнобральний агрегат. Нижче наводяться результати цих досліджень.

У результаті обробки отриманих експериментальних даних, які характеризуються коефіцієнтом варіації $\pm 3,86\%$ і похибкою дослідження $1,82\%$, що є цілком задовільним [1, 3, 4], побудували графічні залежності висоти зони розташування насінневих коробочок від частоти повторення інтервалу (рис. 2, 3, 4).

Дану величину, тобто частоту повторення інтервалу, отримали шляхом ділення кількості стебел, що потрапляють в досліджуваний діапазон, на загальну кількість стебел, що були призначені для проведення досліджень (в нашому випадку для досліджень було взято по 100 стеблин низькорослого, середньорослого і високорослого льону). Частота повторення інтервалу – величина безрозмірна, оскільки ділимо кількість стебел, що потрапляє в розбиті інтервали, на загальну кількість вимірюваних стебел.

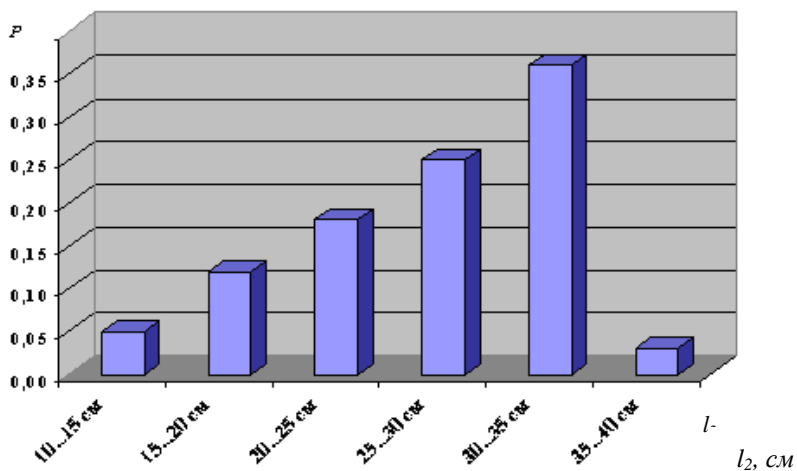


Рис. 2. Розподіл висоти зони розташування насінневих коробочок на низькорослому льоні: l_2 – висота зони розташування насінневих коробочок, P – частота повторення інтервалу

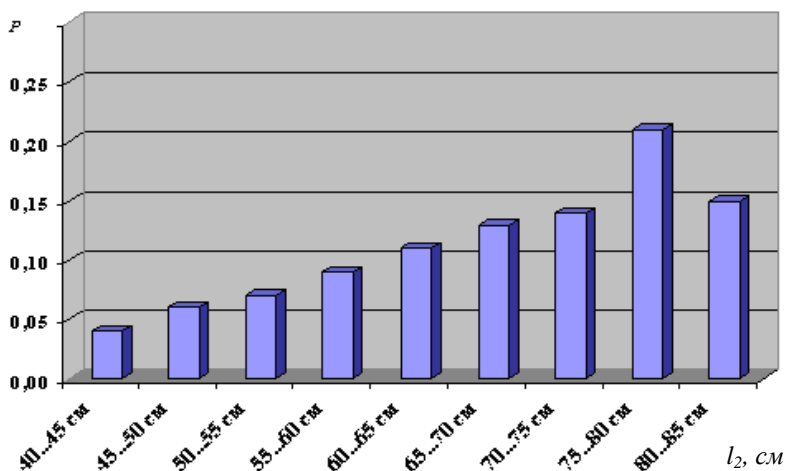


Рис. 3. Розподіл висоти зони розташування насінневих коробочок на середньорослому льоні: l_2 – висота зони розташування насінневих коробочок, P – частота повторення інтервалу

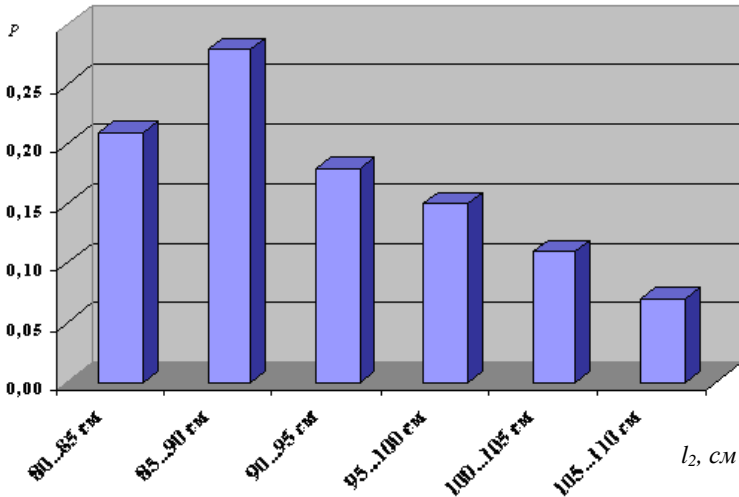


Рис. 4. Розподіл висоти зони розташування насінневих коробочок на високорослому льоні: l_2 – висота зони розташування насінневих коробочок, P – частота повторення інтервалу

Висновок. З гістограм видно, що на низькорослому льоні найбільше стебел з висотою зони розташування насінневих коробочок (рис. 2) від 30 см до 35 см, на середньорослому льоні найбільше стебел з висотою зони розташування насінневих коробочок (рис. 3) від 75 см до 80 см і на високорослому льоні найбільше стебел з висотою зони розташування насінневих коробочок (рис. 4) від 85 см до 90 см. За допомогою цих даних встановлюється висота брання стебел льонобральною машиною, кут нахилу агрегату до землі, оптимальна ширина обчислення з урахуванням розтягнутості стебел в стрічці та мікрорельєфу поля.

Висота брання льону, згідно з літературними даними [3], встановлюється на 1/3 висоти стебла, а ширина обчислення насінневих коробочок буде встановлюватися, згідно з експериментальними даними:

- для низькорослого льону – (40 см - 30 см = 10 см) не менше 10 см;
- для середньорослого льону – (90 см - 75 см = 15 см) не менше 15 см;
- для високорослого льону – (110 - 85 = 25 см) не менше 25 см.

Використовуючи ці рекомендації, потрібно враховувати мікрорел'єф поля та налагоджувати льонозбиральний агрегат таким чином, щоб розтягнутість в стрічці не перевищувала 1,2 раза.

Література

1. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. – К.: НМК ВО, 1991. – 200 с.
2. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др.- М.: Машиностроение, 1985.- 232 с.
3. Справочник льновода /Труш М.М., Сергеев И.П., Маргенков А.Н. и др. – Л.: Агропромиздат, 1985. – 240 с.
4. Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. – М.: Наука, 1970. – 104 с.

Рецензент д.т.н., проф. Л.І Байдакова

В.М. Барановський, к.т.н., Н.А. Дубчак, М.Р. Паньків, к.т.н.
Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОРЕНЕПЛОДІВ

У статті наведено теоретичний аналіз процесу співудару коренеплодів із робочими поверхнями доочисника на основі дослідження коефіцієнта динамічної взаємодії з гвинтовою поверхнею робочого органу.

Постановка проблеми. Ефективність роботи будь-якої очисної системи у першу чергу регламентується основними показниками якості її роботи, критерії оцінки яких визначаються агротехнічними вимогами до процесу збирання коренеплодів. Головними критеріями, які характеризують процес сепарації викопаного вороху, є ступінь відокремлення домішок від коренеплодів і показник пошкодження коренеплодів [1].

Основні причини виникнення пошкодження коренеплодів пов'язані з динамічними явищами, які присутні і характерні для технологічного процесу відокремлення домішок від коренеплодів при роботі комбінованого доочисника [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відсутність теоретичних досліджень, які спрямовані на обґрунтування параметрів доочисників та які базуються на аналізі коефіцієнта динамічної взаємодії коренеплодів із робочими поверхнями, зумовило проведення даних досліджень.

Мета дослідження. Метою проведених досліджень є обґрунтування основних параметрів доочисника на основі аналізу теоретичних закономірностей зміни процесу динамічної взаємодії коренеплодів із поверхнею гвинта.

Результати дослідження. Для оцінки ступеня пошкоджень коренеплодів, максимальні значення яких можуть виникати у процесі їх взаємодії з робочими поверхнями гвинта комбінованого доочисника [2], введемо коефіцієнт динамічної взаємодії коренеплоду, який позначимо через K_T . Фізичну суть даного коефіцієнта в першому наближенні виразимо через відношення максимально допустимої швидкості $[V_{max}]$ удару коренеплоду з витком гвинта до реальної сумарної швидкості V_{ck} удару в процесі роботи доочисника, тобто

$$K_T = [V_{max}] / V_{ck}, \quad (1)$$

де K_T - коефіцієнт динамічної взаємодії коренеплоду;

$[V_{max}]$ - максимально можлива допустима швидкість удару коренеплоду з витком гвинта, м/с;

V_{ck} - сумарна швидкість удару коренеплоду, м/с.

Максимально допустима швидкість $[V_{max}]$ удару коренеплодів кормових буряків з робочими поверхнями обмежена конкретними числовими значеннями, при яких коренеплоди будуть отримувати пошкодження та які не перевищуватимуть встановлених меж допустимих слабо- та сильнопошкоджених коренеплодів згідно агротехнічних вимог [3].

У цьому випадку сумарна швидкість удару V_{ck} коренеплоду з робочими поверхнями доочисника повинна бути рівною або меншою $[V_{max}]$, або $V_{ck} \leq [V_{max}]$. Із накладених початкових умов процесу взаємодії коренеплоду з робочими поверхнями доочисника можна зробити загальний висновок, що технологічність роботи доочисника базується на умові, що $K_T \geq 1$, при відповідному значенні якого коренеплоди будуть отримувати пошкодження, які не перевищують встановлену межу згідно з агротехнічними вимогами, тобто

$$K_T = [V_{max}] / V_{ck} \geq 1. \quad (2)$$

Для визначення сумарної швидкості V_{ck} удару коренеплоду з робочими поверхнями доочисника розглянемо складену еквівалентну розрахункову схему, яку наведено на рис. 1.

У нашому випадку процес взаємодії коренеплоду 4 із витком 3 гвинта 2 розглянемо в аспекті дії ударної сили на матеріальне тіло, масу якого позначимо m_k . Оскільки пошкодження коренеплодів відбуваються внаслідок їх удару з робочими поверхнями гвинта, проаналізуємо момент взаємодії коренеплоду з гвинтом. Вважаємо, що коренеплід, формалізовану просторову форму якого представимо у вигляді конічної та циліндричної поверхні, які характерні для більшості сортів кормових буряків, взаємодіє з поверхнею витка гвинта у точці O , що обертається з частотою обертання n . Початкову швидкість удару коренеплоду позначимо через V_e , значення якої відповідає швидкості руху пруткового елеватора 1. Точка удару O знаходиться на відстані R_y від осі обертання гвинта O_1O_1 . Після удару коренеплід відбивається від поверхні витка гвинта з кінцевою сумарною швидкістю V_{ck} та рухається в її напрямку.

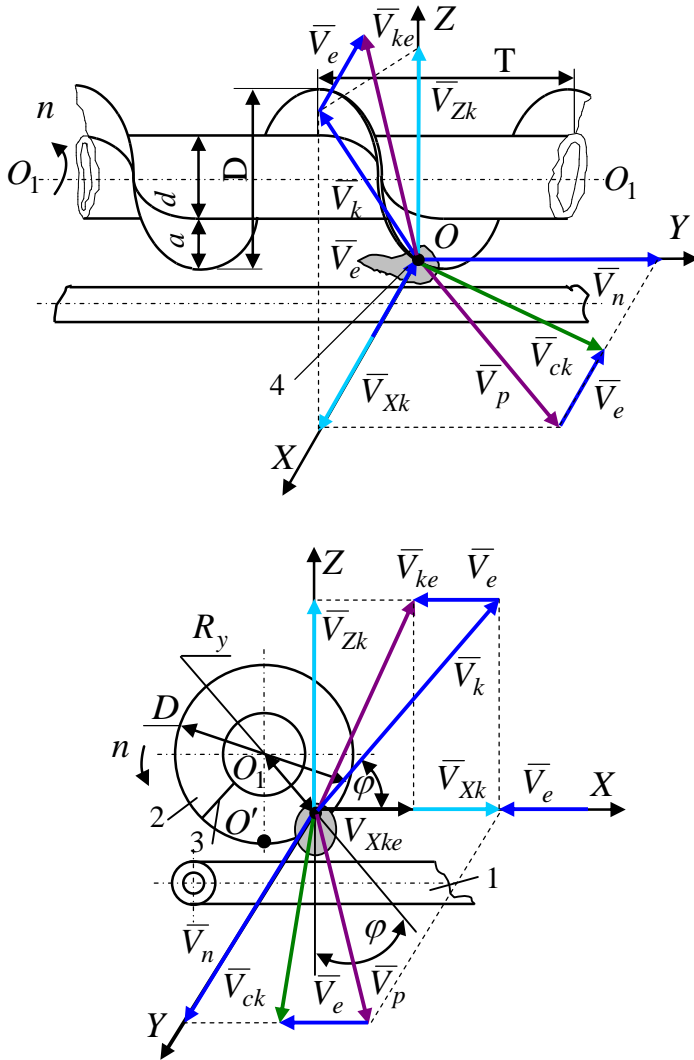


Рис. 1. Розрахункова схема удару коренепліду з робочими поверхнями гвинта: 1 – прутковий елеватор; 2 – гвинт; 3 – виток гвинта; 4 – коренеплід

У цьому випадку, розглядаючи рух твердого тіла на поверхні елеватора та його ударну взаємодію з витком гвинта, приймаємо певні обмеження та припущення: явище удару є стрибкоподібним процесом, тривалість якого безкінцево мала; у момент удару абсолютні швидкості центрів тяжіння коренеплоду та гвинта не лежать на одній прямій, яка з'єднує ці центри, тобто удар є косим; матеріал коренеплоду не є пружним і нехтуємо силою опору повітря.

Для визначення сумарної швидкості удару V_{ck} коренеплоду з робочими поверхнями витка гвинта, початок просторової декартової системи координат спроекуємо у точку O контакту коренеплоду з витком (рис. 1). Напрямок координатних осей спроекуємо наступним чином: вісь OZ направимо вгору у напрямку вектора колової швидкості гвинта V_k , вісь OY - у напрямку вектора швидкості V_n осьового переміщення витків гвинта, тобто переміщення матеріалу вороху або обертання осі гвинта O_1O_1 , а вісь OX направимо паралельно руху вектора швидкості пруткового елеватора V_e .

Спроекувавши відповідні складові швидкостей гвинта та пруткового елеватора на відповідні координатні осі OX , OY і OZ отримаємо їх проекції на дані осі координат і значення результуючих швидкостей удару коренеплоду з робочою поверхнею гвинта:

$$\left. \begin{aligned} V_X &= V_{Xk} - V_e = V_k \cos \varphi - V_e, \\ V_Y &= V_n; \\ V_Z &= V_{Zk} = V_k \sin \varphi, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} V_{ke} &= \sqrt{V_k^2 - V_e^2}; \\ V_p &= \sqrt{V_{Xk}^2 + V_n^2} = \sqrt{V_k^2 \cos^2 \varphi + V_n^2}; \\ V_{ck} &= \sqrt{V_p^2 + V_e^2} = \sqrt{V_k^2 \cos^2 \varphi + V_n^2 + V_e^2}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де V_k , V_p – колова та результуюча швидкості гвинта;

V_{Xk} – проекція вектора колової швидкості гвинта на вісь OX ;

V_e – поступальна швидкість руху пруткового елеватора;

φ – кут між вектором \vec{V}_k і віссю OX , рад;

V_n – швидкість переміщення коренеплоду вздовж осі обертання гвинта;

V_{Zk} – проекція вектора колової швидкості гвинта на вісь OZ .

Згідно з відомими положеннями теоретичної механіки [6] маємо

$$\left. \begin{aligned} V_k &= \frac{dR_y}{dt} = \omega \times R_y; \quad \omega = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi} = \frac{\pi n}{30}; \\ V_n &= V_{nT} K_{Vn} = \frac{TnK_{Vn}}{60}; \quad T = \pi D_y t g \beta; \\ V_e &= \frac{dr_e}{dt} = \omega_e \times r_e; \quad \omega_e = \frac{\pi n_e}{30}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

де $\bar{\omega}$, ω – відповідно вектор кутової швидкості та кутова швидкість витка гвинта, рад/с;

R_y , r – відповідно радіус-вектор точки удару та зірочки приводного вала елеватора;

V_n , V_{nT} – відповідно швидкість переміщення коренеплоду та теоретична швидкість переміщення витків гвинта вздовж осі обертання гвинта, м/с;

K_{Vn} – коефіцієнт, який враховує зниження V_n в порівнянні з V_{nT} ;

T – крок гвинтової лінії витка, м;

n , n_e – відповідно частота обертання гвинта та приводного вала пружкового елеватора, об/хв;

β – кут підйому гвинтової лінії в точці удару коренеплоду, рад.;

$\bar{\omega}_e$, ω_e – відповідно вектор кутової швидкості та кутова швидкість приводного вала елеватора, рад/с.

Підставивши відповідні значення рівнянь (5) у залежності (3) і (4) отримаємо векторне значення відповідних проєкцій швидкостей

$$\left. \begin{aligned} V_x &= (\omega \times R_y) \cos \varphi - (\omega_e \times r_e); \\ V_z &= (\omega \times R_y) \sin \varphi. \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} V_{ke} &= \sqrt{(\omega \times R_y)^2 - (\omega_e \times r_e)^2}; \\ V_p &= \sqrt{(\omega \times R_y)^2 \cos^2 \varphi + V_n^2}; \\ V_{ck} &= \sqrt{(\omega \times R_y)^2 \cos^2 \varphi + V_n^2 + (\omega_e \times r_e)^2}. \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

Записавши скалярні значення відповідних складових величин швидкостей удару та приймаючи значення $R_y = 0,5D$, $r_e = 0,5D_e$, де D , D_e – відповідно діаметр гвинта та ведучої зірочки елеватора в м та

враховуючи (5) одержимо:

$$\left. \begin{aligned} V_k &= 0,5\omega D = \frac{\pi D n}{60}; \\ V_n &= \frac{\pi D n K_{vn} \operatorname{tg} \beta}{60}; \\ V_e &= 0,5\omega_e D_e = \frac{\pi D_e n_e}{60}. \end{aligned} \right\} . \quad (8)$$

Після відповідних перетворень і спрощень та з урахуванням (8) одержимо кінцеву залежність для визначення скалярної величини сумарної швидкості V_{ck} удару коренеплоду з витком гвинта:

$$V_{ck} = \frac{\pi}{60} \sqrt{D^2 n^2 (\cos^2 \varphi + K_{vn}^2 \operatorname{tg}^2 \beta) + n_e^2 D_e^2} . \quad (9)$$

Тоді, враховуючи (2) і (9) у першому наближенні можна записати, що

$$K_T = \frac{60 [V_{max}]}{\pi \sqrt{D^2 n^2 (\cos^2 \varphi + K_{vn}^2 \operatorname{tg}^2 \beta) + n_e^2 D_e^2}} \geq 1 . \quad (10)$$

Згідно з результатами проведених досліджень [3] було встановлено, що максимально допустима швидкість одноразового співудару $[V_{max}]$ коренеплодів кормових буряків із металевою та металевою поверхнею покритою гумою товщиною 5 мм становить відповідно 3,1 і 3,9 м/с, тобто в цих випадках ймовірно пошкодження коренеплодів не будуть перевищувати допустимі межі пошкоджень згідно установленими агротехнічними вимогами.

Крім того, також було встановлено, що максимальна сепарація ґрунту прутковим елеватором спостерігається при зміні поступальної швидкості руху елеватора, яка перебуває у межах $1,5 \leq V_e \leq 1,8$ м/с. При збільшенні $V_e > 1,8$ м/с збільшення сепарації ґрунту практично не відбувається.

При початкових умовах $[V_{max}] = 3,1$ м/с, $V_e = 1,6$ м/с, $\varphi = 45^\circ$, $K_{vn} = 0,7$ побудовано поверхні відгуку та двомірні перерізи поверхонь відгуку залежності зміни коефіцієнта динамічної взаємодії коренеплоду $K_T \geq 1$: рис. 2 – від частоти обертання гвинта n та кута підйому гвинтової лінії β , тобто $K_T = f(n, \beta) \geq 1$; рис. 3 – від діаметра D та частоти обертання гвинта n , тобто $K_T = f(D, n) \geq 1$, зміна яких значно впливає на сумарне значення V_{ck} .

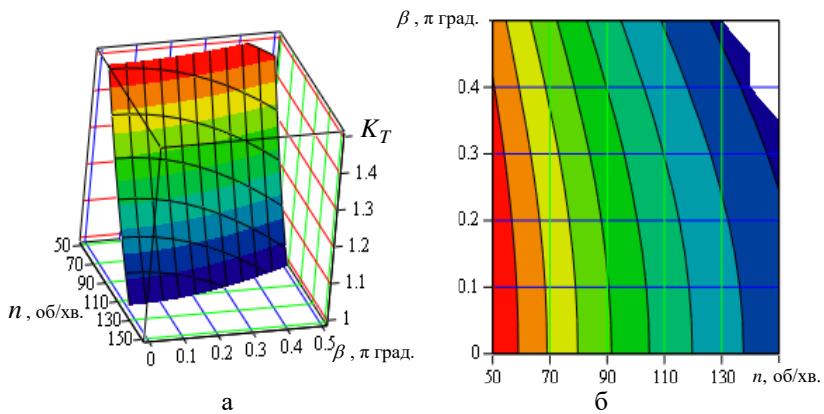


Рис. 2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) поверхні відгуку залежності $K_T = f(\beta, n) \geq 1$

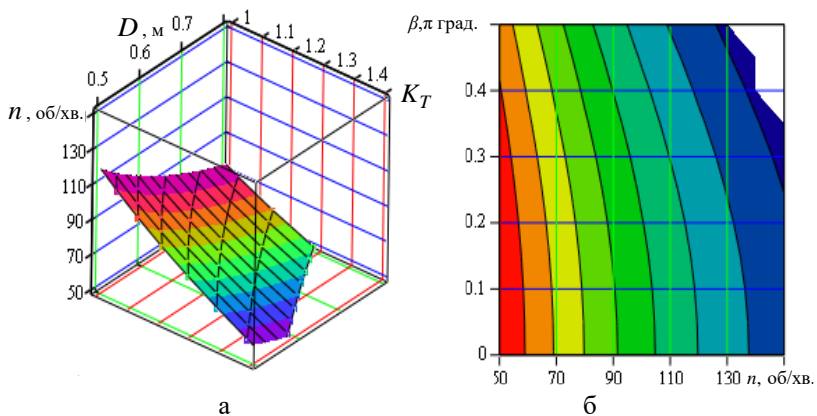
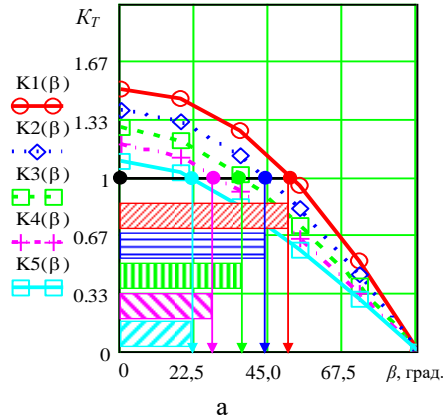
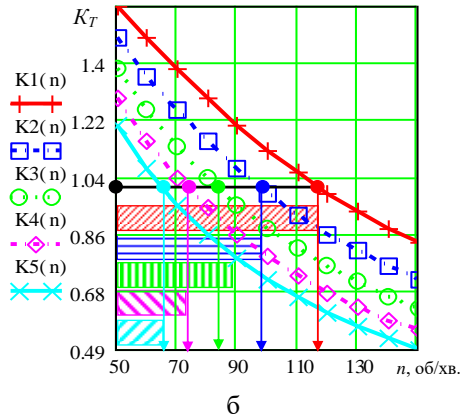


Рис. 3. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) поверхні відгуку залежності $K_T = f(D, n) \geq 1$



а



б

Рис. 4. Залежність коефіцієнта динамічної взаємодії коренеплоду від:
 а – кута підйому гвинтової лінії β ; б – частоти обертання
 гвинта n

Аналіз наведених графічних залежностей, які побудовані згідно з формулою (10) показує, що встановлений критерій $K_T \geq 1$ оптимізації конструктивно-кінематичних параметрів доочисника у першому наближенні забезпечується при наступних співвідношеннях складових величин: рис. 2 – при зміні кута підйому гвинтової лінії, який відповідає куту нахилу поверхні удару коренеплоду у межах $0 \leq \beta < 90^\circ$ частота обертання гвинта буде змінюватися у межах $90,0 \leq n \leq 115,0$ об/хв. і значенні $D = 0,6$ м; рис. 3 – при зміні діаметра

гвинта у межах $0,5 \leq D \leq 0,8$ м частота обертання гвинта доочисника становить $65,0 \leq n \leq 115,0$ об/хв. і значенні $\beta = 35^0$, що також підтверджується залежностями, які наведено на рис. 4 а, б, при цьому залежності $K1(\beta;n)$, $K2(\beta;n)$, $K3(\beta;n)$, $K4(\beta;n)$ і $K5(\beta;n)$ побудовані відповідно для $D = 0,5; 0,6; 0,7; 0,8$ і $0,9$ (м).

Таким чином, за результатами проведеного аналізу допустимої сумарної швидкості удару коренеплоду з робочими поверхнями гвинта доочисника можна стверджувати, що оптимізаційні допустимі межі зміни комбінацій параметрів доочисника у першому наближенні, які забезпечують умову $K_T \geq 1$ будуть становити: при значеннях діаметра гвинта $D = 0,5; 0,6; 0,7; 0,8$ і $0,9$ (м) частота обертання гвинта буде відповідно становити $n = 115,0; 95,0; 85,0; 75,0$ і $65,0$ (рад/с), при значеннях кута підйому гвинтової лінії $\beta = 0; 22,5; 27,5; 37,5; 45,0$ і $52,5$ (град.) діаметр гвинта буде відповідно становити $D = 0,9; 0,8; 0,7; 0,6$ і $0,5$ (м), при цьому $V_e = 1,6$ м/с, $\beta = 35^0$, $K_{V_n} = 0,7$ (тихохідний режим роботи гвинта) та відповідному допустимо мінімальному значенні кута $\beta \geq 30^0$, збільшення якого зменшує сумарну швидкість співудару V_{ck} , що адекватно збільшенню коефіцієнта технологічної взаємодії K_T .

Висновки. Одержано залежність для визначення коефіцієнта динамічної взаємодії коренеплодів із поверхнею гвинта, яка може бути використана для подальшого оптимізаційного розрахунку параметрів доочисників вороху, які розташовуються в кінці технологічного процесу роботи машини.

Література

1. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорельий, Н.В. Татьянако. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
2. Барановський В.М., Онищенко В.Б., Соломка В.О., Кропивко С.В. Напрямки вдосконалення сепаруючих робочих органів коренезбиральних машин // Зб. наук. праць НАУ „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том XII. - Київ: НАУ, 2002. – С.31-42.
3. В.М. Барановський, Д.Г.Войтюк, А.Ю. Виговський. Експериментальні дослідження пошкодження кормових буряків на маятниковому копрі // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 8. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С.5-10.

Рецензент д.т.н., проф. М.І. Пилипець

В.М. Барановський, к.т.н., М.Р. Паньків, к.т.н., О.Ф. Олійник
Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ДООЧИСНИКА ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ

У статті наведено рівняння регресії, які характеризують залежність кількості пройдених коренеплодів під гвинтовим конвеєром до відминальних вальців від зміни основних параметрів гвинта та розмірних характеристик коренеплодів кормових буряків.

Постановка проблеми. Для забезпечення інтенсифікації процесу відокремлення домішок від коренеплодів кормових буряків при їх механізованому збиранні нами на рівні винаходів було розроблено конструктивно-компонувальну схему комбінованого доочисника вороху викопаних коренеплодів [1, 2].

Особливість роботи доочисника (рис. 1) полягає у тому, що одночасно з процесом сепарації ґрунтових і вільних рослинних домішок викопаного вороху коренеплодів, яка відбувається через зазори між прутками 3 подавального транспортера 2 та зазорами H_1 і H_2 , які розміщуються відповідно між робочою поверхнею транспортера 3 і нижньою кромкою гвинта 4 та між робочою поверхнею транспортера 3 і нижнім відминальним вальцем 6, відбувається операція відокремлення залишків гички на головках коренеплодів методом її відминання вальцями 6, які обертаються назустріч один одному з кутовою швидкістю ω_6 .

Підвищення ефективності роботи збиральних машин, яка полягає у подальшому зменшенні забрудненості вороху коренеплодів, є актуальною народногосподарською задачею. Ступінь відокремлення залишків гички на головках коренеплодів залежить у першу чергу від кількості коренеплодів, які будуть проходити під гвинтом через зазор H_1 і надходити в робочу зону відминальних вальців. Аналіз результатів отриманих експериментальних досліджень кількості пройдених коренеплодів до відминальних вальців дозволить провести оптимізацію параметрів доочисника, при значеннях яких кількість пройдених коренеплодів до відминальних вальців буде максимально можливою з одночасним врахуванням інших технологічних показників його роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження [3, 4] відносилися до встановлення характеру та закономірностей взаємодії коренеплодів з робочими поверхнями доочисника. Аналіз останніх досліджень показав, що питання дослідження кількості пройдених коренеплодів до відминальних вальців у процесі роботи доочисника не висвітлено і дослідження в цьому напрямку не проводилися.

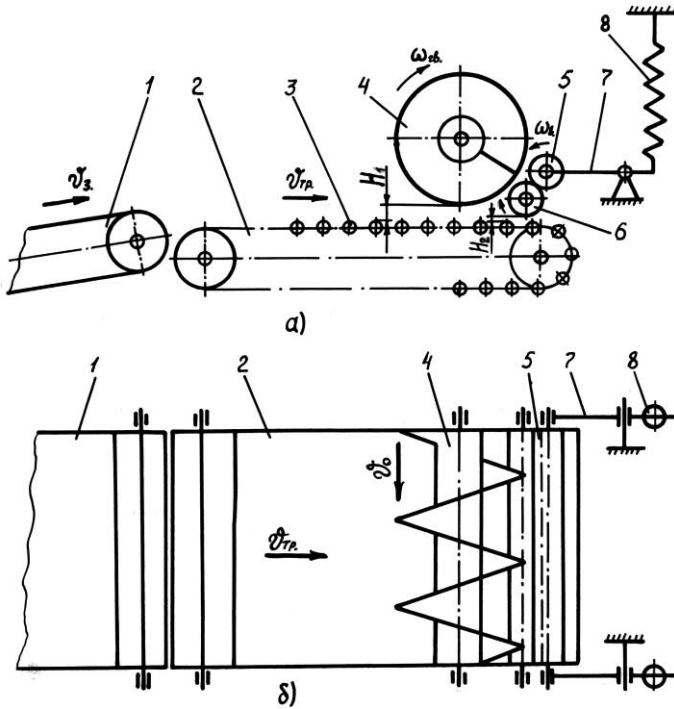


Рис. 1. Схема комбінованого доочисника вороху коренеплодів: а – вигляд спереду; б – вигляд зверху; 1 – транспортер; 2 – подавальний транспортер; 3 – пруток; 4 – гвинт; 5, 6 – відповідно верхній і нижній відминальні вальці; 7 – важіль; 8 – пружина

Мета дослідження. Метою проведених досліджень було обґрунтування параметрів доочисника на основі аналізу отриманих емпіричних закономірностей проходження коренеплодів під гвинтом до відминальних вальців.

Результати дослідження. Технологічна ефективність роботи комбінованого доочисника вороху коренеплодів багато в чому залежить від ступеня відокремлення і якості відминання залишків гички на головках коренеплодів кормових буряків, при цьому ступінь відокремлення безпосередньо аргументується кількістю пройдених коренеплодів K під гвинтом до відминальних вальців. Для проведення експериментів були виготовлені макетні дерев'яні зразки коренеплодів, діаметр яких d_k становив: 0,05 м; 0,1 м; 0,15 м і 0,2 м. При проведенні експериментальних досліджень відминальні вальці 5, 6 (рис.1) демонтували, а завантаження макетних зразків коренеплодів на подавальний транспортер 2 здійснювалося транспортером 1, швидкість руху якого V_s була постійною і становила 1,5 м/с. Кількість макетних зразків коренеплодів одного діаметра в досліді становила: діаметром 0,05 і 0,1 м – 20 штук, діаметром 0,15 і 0,2 м – 10 штук, а при проведенні змішаних дослідів модель вороху була в таких пропорціях: 0,05 м – 5 штук, 0,1 м – 7 штук, 0,15 м – 6 штук, 0,2 м – 2 штуки, при цьому пропорційність діаметрів коренеплодів моделі вороху визначалася, виходячи з урожайності та розмірно-масових характеристик кормових буряків. Подавання макетних зразків коренеплодів до гвинта 4 здійснювалось подавальним транспортером 2, швидкість руху якого V_{mp} становила 1,2; 1,44; 1,61; 1,83 і 2,1 м/с. Кутова швидкість обертання гвинта ω_{cg} змінювалася від 9,0 до 18,0 рад/с, крок гвинта T становив 0,5 і 0,7 м. Величину радіального зазору між гвинтом та робочою гілкою подавального транспортера H_1 встановлювали рівною 0, 0,05; 0,075 і 0,1 м.

На першому етапі дослідження параметра оптимізації, тобто кількості пройдених коренеплодів K до відминальних вальців, провели, відсіюючи експерименти для виявлення тих факторів, які суттєво не впливають на значення K , при цьому було встановлено, що діаметр гвинта D_{cg} практично не впливає на K коли висота витка гвинта h_g більша за діаметр макетного зразка коренеплоду d_k , тобто $D_{cg} - d_g \geq d_k$, де d_g - діаметр труби барабана гвинта. Крім того було встановлено, що зі збільшенням кількості заходів гвинта z значення K пропорційно зменшується. Тому подальші експерименти проводили при $D_{cg} = 0,6$ м; $h_g = 0,2$ м і $z = 2$.

Крім того, провели попередні експериментальні дослідження залежності $K = f(\omega_{cg})$ (рис. 2) застосовуючи класичний експеримент, при цьому $T = 0,5; 0,7$ (м), $V_{mp} = 1,6$ м/с, $H_1 = 0,05$ м. Встановлено, що

при збільшенні кроку гвинта від 0,5 до 0,7 (м) кількість пройдених коренеплідів зменшується у середньому в 1,4...1,6 раза, тому що у даному випадку збільшується осьова швидкість переміщення витків гвинта.

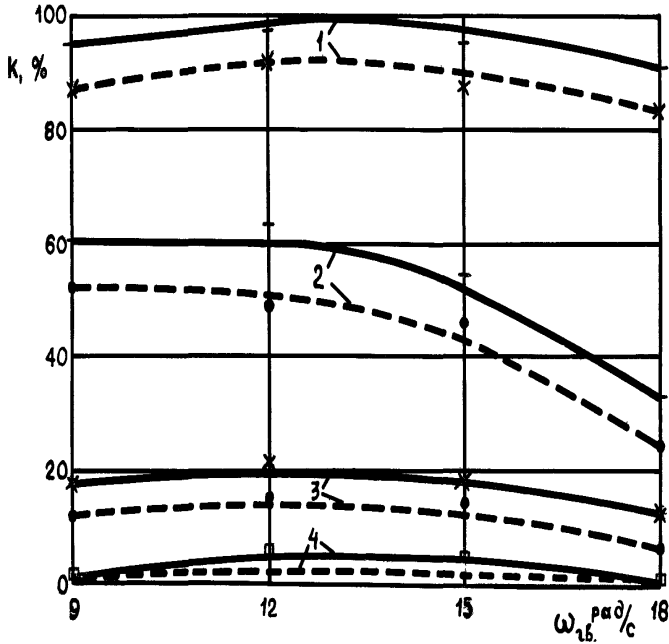


Рис. 2. Залежність зміни кількості пройдених коренеплідів K від кутової швидкості обертання гвинта: 1, 2, 3, 4 – відповідно для $d_k = 0,05; 0,1; 0,15; 0,2$ (м)

Для визначення впливу основних факторів на кількість пройдених коренеплідів K до відминальних вальців провели повнофакторний експеримент типу ПФЕ 4^2 , тобто 4-х факторний експеримент на двох рівнях варіювання, при цьому вхідними змінними факторами приймали: швидкість руху подавального транспортера V_{mp} , який кодували індексом x_1 ; крок гвинта T , який кодували індексом x_2 ; радіальний зазор між гвинтом і робочою гілкою подавального транспортера H_1 , який кодували індексом x_3 ; кутову швидкість обертання гвинта $\omega_{об.}$, який кодували індексом x_4 (див. табл.).

Таблиця. Характеристика факторів та їх рівні варіювання

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Швидкість руху транспортера V_{mp} , м/с	1,2-2,1
x_2	Крок гвинта T , м	0,5-0,7
x_3	Зазор між гвинтом і транспортером H_1 , м	0-0,1
x_4	Кутова швидкість обертання гвинта $\omega_{об}$, рад/с	12,0-18,0

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто кількість пройдених коренеплодів K до відминальних вальців, визначених експериментальним шляхом, знаходили у вигляді математичної моделі повного квадратного полінома.

Коефіцієнти рівняння регресії квадратного полінома за результатами обробки експериментальних даних визначали за допомогою пакету прикладної комп'ютерної програми Statistiek. Мінливість функції оцінювали стандартним відхиленням, коефіцієнтами чисельної детермінації і кореляції та F- критерієм Фішера.

За результатами проведеного регресійного аналізу одержали кінцеві емпіричні рівняння, які характеризують залежність кількості пройдених коренеплодів K до відминальних вальців від зміни чотирьох факторів для окремих величин діаметра коренеплодів

$$K_{0,05} = -57,58 + 63,49x_1 + 1,08x_3 + 10,24x_4 - 11,59x_1^2 - 0,26x_1x_3 - 0,38x_4^2; \quad (1)$$

$$K_{0,1} = -190,78 + 174,17x_1 + 0,92x_3 + 15,78x_4 - 56,3x_1^2 + 0,97x_1x_4 - 0,67x_4^2; \quad (2)$$

$$K_{0,15} = 121,61 + 100,33x_1 + 0,52x_3 + 6,79x_4 - 30,42x_1^2 - 0,26x_4^2; \quad (3)$$

$$K_{0,2} = -80,39 + 42,01x_1 + 0,12x_3 + 7,4x_4 - 12,17x_1^2 - 0,29x_4^2. \quad (4)$$

У результаті регресійного аналізу рівнянь (1-4) було встановлено, що параметр оптимізації перебуває в максимумі при наступних значеннях змінних факторів: швидкість руху транспортера $V_{mp} = 1,8$ м/с; крок гвинта $T = 0,5$ м; радіальний зазор $H_r = 0,1$ м; кутова швидкість гвинта $\omega_{zg} = 12,0$ рад/с.

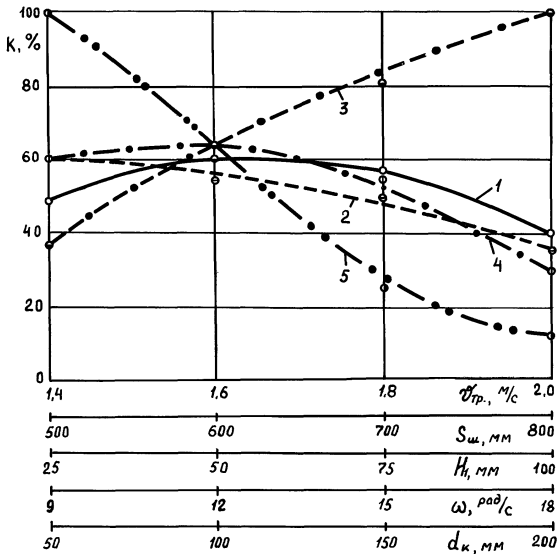


Рис. 3. Залежність зміни кількості пройдених коренеплодів K від: 1 – швидкості руху транспортера; 2 – кроку гвинта; 3 – радіального зазору; 4 – кутової швидкості гвинта; 5 – діаметра коренеплоду

Аналіз залежностей, які наведено на рис. 3 показує, що K збільшується до 60% при $V_{mp} = 1,6$ м/с і залишається майже постійним до $V_{mp} = 1,8$ м/с (крива 1), а значення $K = 100\%$ при $H_r \geq 0,1$ м (крива 3). Залежно від ω_{zg} зміна K має такий характер: із збільшенням ω_{zg} до 12,0 рад/с спостерігається незначний приріст K (60 і 63 %), а при подальшому збільшенні кутової швидкості гвинта кількість пройдених коренеплодів зменшується у 2 рази при $\omega_{zg} \geq 18,0$ рад/с (крива 4), а залежно від d_k (крива 5) K зменшується від 100 % ($d_k = 0,05$ м) до 10 % для $d_k = 0,2$ м.

Обґрунтування параметрів комбінованого доочисника необхідно проводити із умови максимального значення кількості пройдених коренеплодів конкретного діаметра під гвинтом до відминальних вальців, тому що від значення критерію K прямо пропорційно залежить ступінь відокремлення залишків гички з головок коренеплодів, тобто із умови максимального проходження коренеплодів діаметром 0,15 м при врожайності коренеплодів більше 60 т/га і $d_k = 0,1$ м при врожайності 30...60 т/га.

Висновки. Таким чином, виходячи з проведеного аналізу експериментальних досліджень критерію K та рис. 2, 3 параметри комбінованого очисника повинні бути: швидкість руху подавального транспортера $V_{mp} = 1,5...1,8$ м/с; кутова швидкість обертання гвинта $\omega_{zg} = 9,0...12,0$ рад/с; крок гвинта $T = 0,5...0,7$ м; радіальний зазор $H_1 = 0,05...0,75$ м при діаметрі гвинта $D_{zg} = 0,6$ м.

Література

1. А.с. СССР № 1547752. Устройство для отделения примесей от корнеплодов // Гурченко А.П., Барановський В.Н., Завгородний А.Ф., Булгаков В.М., МКИ А 01Д 33/08, Бюл. № 9, 1990.
2. Патент України № 7359. Пристрій для відокремлення домішок від коренеплодів // Барановський В.М., Гурченко О.П., Завгородній А.Ф. НПК А 01Д 23/02, Бюл. № 24, 1995.
3. Барановський В.М., Соломка В.О., Онищенко В.Б. Вибір параметрів при конструюванні гвинтового конвеєра // Вісник ХДТУСГ. Вип. 8. "Підвищення надійності відновлюємих деталей машин". Том 2. – Харків, 2001. – С. 209-215.
4. Барановський В.М., Войтюк Д.Г., Виговський А.Ю. Конструктивні та кінематичні параметри комбінованого очисника вороху коренеплодів. // Вісник ТДТУ. – Тернопіль, 2002. – Том 7, № 2. – С. 90-94.

Рецензент д.т.н., проф. М.І. Пилипець

В.М. Барановський, к.т.н., М.Р. Паньків, к.т.н.
Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

РОЗРАХУНОК МАСОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРЕНЕПЛОДІВ

Наведено розрахункові детерміновані математичні моделі, які характеризують залежність маси формалізованих просторових тіл основних сортів коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви, а також маси налиплого ґрунту на їх поверхнях.

Постановка проблеми. Обґрунтування раціональних типів викопувальних і очисних робочих органів, а також структури відповідних технологічно-компонувальних схем транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин (ТТС КМ) може бути виконано на основі математичного моделювання або прогнозування вірогідних характеристик основних параметрів коренеплодів з урахуванням множини зовнішніх умов протікання технологічних процесів викопування та сепарації викопаного вроху [1].

Агробіологічні характеристики коренеплодів як елемента діючої моделюючої системи „машина-робочий орган-коренеплід”, є одним із визначальних вихідних показників при оптимізації технологічних процесів і конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів ТТС КМ [2].

Важливою ланкою попередніх розрахунків пропускної здатності робочих органів ТТС КМ є секундна подача викопаного вроху на їх робочі поверхні, яка регламентує методи та методику обґрунтування основних технологічно-конструктивних параметрів коренезбиральних комплексів і машин [3].

Одним із вирішальних критеріїв оцінки секундної подачі викопаного вроху є масова подача викопаних коренеплодів, яка у загальному випадку складається з маси коренеплодів і маси налиплого ґрунту на їх поверхнях.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відсутність теоретичних досліджень маси коренеплодів і маси налиплого ґрунту на складних просторових формах коренеплодів залежно від їх основних розмірно-масових характеристик зумовило проведення даних досліджень.

Мета досліджень. Метою даних досліджень є удосконалення методів визначення маси просторових форм коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви та імовірного прогнозування маси

налиплого ґрунту на їх поверхнях.

Результати досліджень. На рис. 1-3 наведено основні формалізовані просторові форми коренешплідів пукрових, кормових, столових буряків і моркви, які обґрунтовано на основі проведених наукових спостережень дорослих рослин основних сортів і аналізу відомих досліджень, присвячених вивченню їх агробіологічних характеристик.

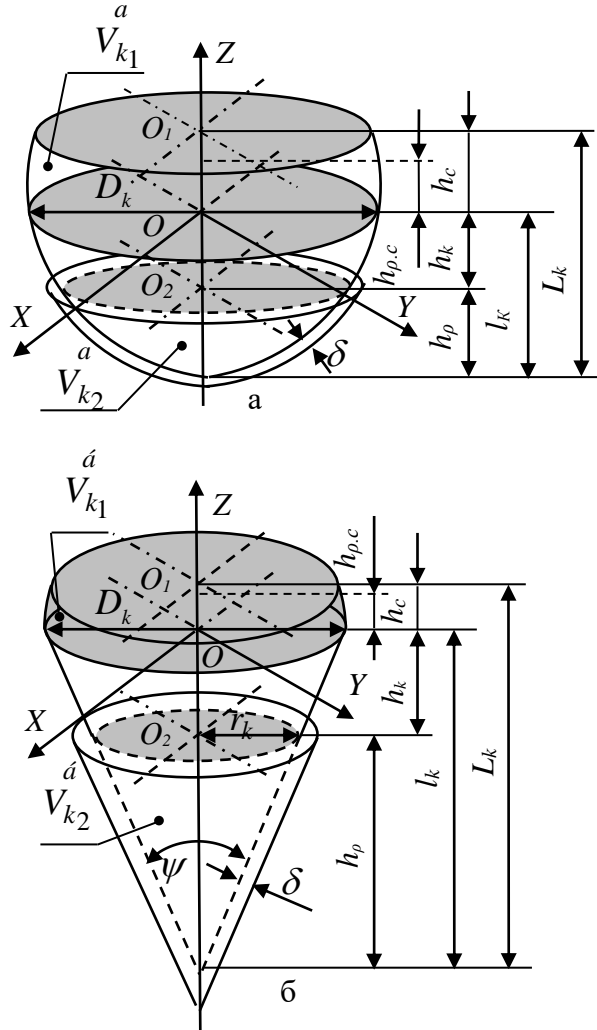


Рис. 1. Схеми до розрахунку масових параметрів

У загальному випадку маса коренеплоду M_k та маса налиплого ґрунту $m_{н.зр}$ на його поверхні визначаються за залежностями [4]

$$\left. \begin{aligned} M_k &= \rho_k V_k = \pi \int_a^b \rho_k(z) [f(z)]^2 dz; \\ m_{н.зр} &= \rho_{зр} V_{н.зр} = \rho_{зр} S_{н.зр} \delta = 2\pi\delta \int_a^b \rho_{зр}(z) f(z) \sqrt{1 + [f'(z)]^2} dz, \end{aligned} \right\} (1)$$

де M_k , $m_{н.зр}$ - відповідно маса коренеплоду та налиплого ґрунту на його поверхні, г;

ρ_k , $\rho_{зр}$ - відповідно питома маса коренеплоду та ґрунту, г/см³;

V_k , $V_{н.зр}$ - відповідно об'єм коренеплоду та налиплого ґрунту, см³;

$S_{н.зр}$ - бічна площа поверхні тіла коренеплоду, на якій знаходиться налиплий ґрунт, см²;

δ - товщина шару налиплого ґрунту, см.

Згідно з рис. 1, 2 і 3, об'єм і бічна площа поверхні налиплого ґрунту i -го коренеплоду відповідної форми дорівнює сумі об'ємів і сумі площ бічних поверхонь його складових частин - головки, тіла та хвостової частин, тобто

$$\left. \begin{aligned} V_k^i &= \sum_{j=1}^n V_{k_j}^i = V_{k_1}^i + V_{k_2}^i + \dots + V_{k_n}^i; \\ S_{н.зр}^i &= \sum_{j=1}^n S_{н.зр_j}^i = S_{н.зр_{p_1}}^i + S_{н.зр_{p_2}}^i + \dots + S_{н.зр_{p_n}}^i. \end{aligned} \right\} (2)$$

Таким чином, об'єм коренеплоду V_k^a (рис. 1 а) дорівнює сумі об'ємів головки $V_{k_1}^a$ та тіла коренеплоду $V_{k_2}^a$, тобто $V_k^a = V_{k_1}^a + V_{k_2}^a$, відповідно об'єми коренеплодів, формалізовані просторові форми яких зображено на рис. 1 б-3, будуть дорівнювати: $V_k^b = V_{k_1}^b + V_{k_2}^b$, $V_k^c = V_{k_1}^c + V_{k_2}^c + V_{k_3}^c$, $V_k^d = V_{k_1}^d + V_{k_2}^d + V_{k_3}^d$.

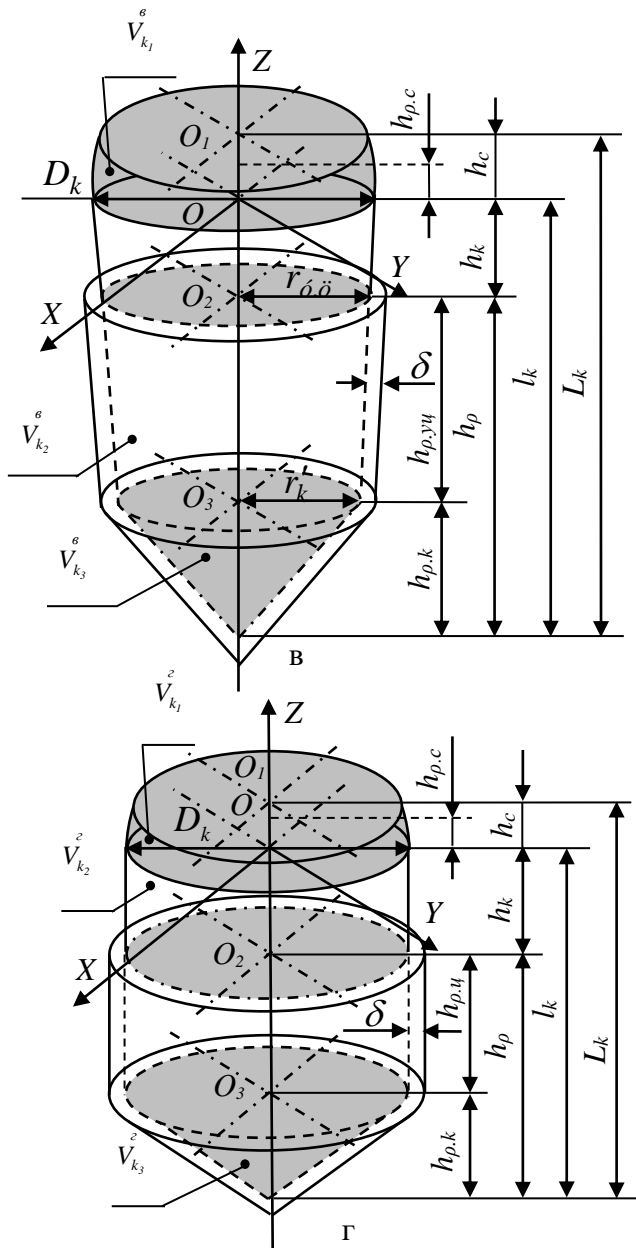


Рис. 2. Схема до розрахунку масових параметрів коренеплодів

Позначимо також об'єм коренеплоду (рис. 1 ж) через $V_k^{\text{ж}}$.

Тоді згідно (1), (2) маємо, що

$$\left. \begin{aligned} M_k^a &= M_{k_1}^a + M_{k_2}^a = \rho_k \left(V_{k_1}^a + V_{k_2}^a \right); \\ M_k^{\bar{b}} &= M_{k_1}^{\bar{b}} + M_{k_2}^{\bar{b}} = \rho_k \left(V_{k_1}^{\bar{b}} + V_{k_2}^{\bar{b}} \right); \\ M_k^{\bar{c}} &= M_{k_1}^{\bar{c}} + M_{k_2}^{\bar{c}} + M_{k_3}^{\bar{c}} = \rho_k \left(V_{k_1}^{\bar{c}} + V_{k_2}^{\bar{c}} + V_{k_3}^{\bar{c}} \right); \\ M_k^z &= M_{k_1}^z + M_{k_2}^z + M_{k_3}^z = \rho_k \left(V_{k_1}^z + V_{k_2}^z + V_{k_3}^z \right); \\ M_k^{\partial} &= M_{k_1}^{\partial} + M_{k_2}^{\partial} + M_{k_3}^{\partial} = \rho_k \left(V_{k_1}^{\partial} + V_{k_2}^{\partial} + V_{k_3}^{\partial} \right); \\ M_k^{\text{ж}} &= \rho_k V_k^{\text{ж}}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{н.зр}}^a &= m_{\text{н.зр}_1}^a + m_{\text{н.зр}_2}^a = \rho_{\text{зр}} \delta \left(S_{\text{н.зр}_1}^a + S_{\text{н.зр}_2}^a \right); \\ m_{\text{н.зр}}^{\bar{b}} &= m_{\text{н.зр}_1}^{\bar{b}} + m_{\text{н.зр}_2}^{\bar{b}} = \rho_{\text{зр}} \delta \left(S_{\text{н.зр}_1}^{\bar{b}} + S_{\text{н.зр}_2}^{\bar{b}} \right); \\ m_{\text{н.зр}}^{\bar{c}} &= m_{\text{н.зр}_1}^{\bar{c}} + m_{\text{н.зр}_2}^{\bar{c}} + m_{\text{н.зр}_3}^{\bar{c}} = \rho_{\text{зр}} \delta \left(S_{\text{н.зр}_1}^{\bar{c}} + S_{\text{н.зр}_2}^{\bar{c}} + S_{\text{н.зр}_3}^{\bar{c}} \right); \\ m_{\text{н.зр}}^z &= m_{\text{н.зр}_1}^z + m_{\text{н.зр}_2}^z + m_{\text{н.зр}_3}^z = \rho_{\text{зр}} \delta \left(S_{\text{н.зр}_1}^z + S_{\text{н.зр}_2}^z + S_{\text{н.зр}_3}^z \right); \\ m_{\text{н.зр}}^{\partial} &= m_{\text{н.зр}_1}^{\partial} + m_{\text{н.зр}_2}^{\partial} + m_{\text{н.зр}_3}^{\partial} = \rho_{\text{зр}} \delta \left(S_{\text{н.зр}_1}^{\partial} + S_{\text{н.зр}_2}^{\partial} + S_{\text{н.зр}_3}^{\partial} \right); \\ m_{\text{н.зр}}^{\text{ж}} &= \rho_{\text{зр}} \delta S_{\text{н.зр}}^{\text{ж}}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

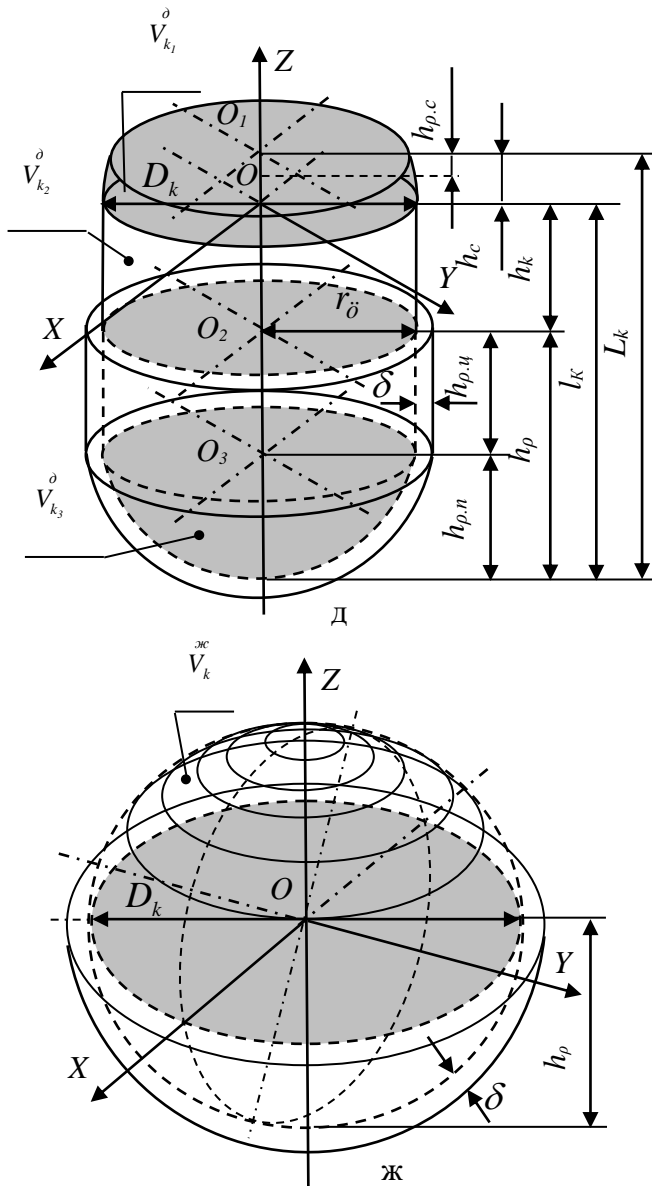


Рис. 3. Схема до розрахунку масових параметрів коренеплодів

де $M_k^a, \dots, M_k^{\text{ж}}$ – загальна маса коренеплоду відповідної форми, г;

$M_{k_1}^a, \dots, M_{k_1}^{\partial}, M_{k_2}^a, \dots, M_{k_2}^{\partial}, M_{k_3}^a, \dots, M_{k_3}^{\partial}$ – відповідно маса головки, тіла та хвостової частини коренеплоду, г;

$V_{k_1}^a, \dots, V_{k_1}^{\partial}, V_{k_2}^a, \dots, V_{k_2}^{\partial}, V_{k_3}^a, \dots, V_{k_3}^{\partial}$ – відповідно об'єм головки, тіла та хвостової частини коренеплоду, см³;

$V_k^{\text{ж}}$ – об'єм коренеплоду кулеподібної форми, см³;

$m_{\text{н.зр}}^a, \dots, m_{\text{н.зр}}^{\text{ж}}$ – загальна маса налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплоду відповідної форми, г;

$m_{\text{н.зр}_1}^a, \dots, m_{\text{н.зр}_1}^{\partial}, m_{\text{н.зр}_2}^a, \dots, m_{\text{н.зр}_2}^{\partial}, m_{\text{н.зр}_3}^a, \dots, m_{\text{н.зр}_3}^{\partial}$ – відповідно маса налиплого ґрунту на поверхні головки, тіла та хвостової частини відповідної форми коренеплоду, г;

$S_{\text{н.зр}_1}^a, \dots, S_{\text{н.зр}_1}^{\partial}, S_{\text{н.зр}_2}^a, \dots, S_{\text{н.зр}_2}^{\partial}, S_{\text{н.зр}_3}^a, \dots, S_{\text{н.зр}_3}^{\partial}$ – відповідно бічна площа головки, тіла та хвостової частини відповідної форми коренеплоду на якій знаходиться налиплий ґрунт, см²;

$S_{\text{н.зр}}^{\text{ж}}$ – бічна площа коренеплоду кулеподібної форми, см².

Таким чином, згідно з (1), (2), (3) і (4) отримаємо:

$$M_k^a = \rho_k \left(\pi \int_0^{h_k} \left[f_1^a(z) \right]^2 dz + \pi \int_0^{l_k} \left[f_2^a(z) \right]^2 dz \right); \quad (5)$$

$$m_{\text{н.зр}}^a = \rho_{\rho} \delta \cdot \left(2\pi \int_{h_c - h_{\rho.c}}^{h_c} f_1^a(z) \sqrt{1 + \left[f_1^a(z) \right]^2} dz + \right. \\ \left. + 2\pi \int_{l_k - h_{\rho}}^{l_k} f_2^a(z) \sqrt{1 + \left[f_2^a(z) \right]^2} dz \right). \quad (6)$$

де h_c, l_k – довжина головки та тіла коренеплоду, см; $h_{\rho.c}, h_{\rho}$ – висота шару налиплого ґрунту на поверхні головки та тіла коренеплоду, см.

Згідно з рис. 1 а маємо:

– для зрізаної напівкулі: $x^2 + y^2 + z^2 = R_k^2, x = 0$, звідки

$$y^2 + z^2 = R_k^2, y^2 = R_k^2 - z^2 = \left[f_1^a(z) \right]^2, f_1^a(z) = \sqrt{R_k^2 - z^2},$$

$$f_1'(z) = \frac{-1}{2\sqrt{R_k^2 - z^2}}; \quad (7)$$

- для параболоїда обертання: $z^2 = l_k^2 - kx^2$, звідки

$$x^2 = \frac{1}{k}(l_k^2 - z^2) = \left[f_2^a(z) \right]^2, \quad f_2^a(z) = \frac{1}{\sqrt{k}}\sqrt{l_k^2 - z^2},$$

$$f_2^a(z) = \frac{1}{\sqrt{k}} \frac{-1}{2\sqrt{l_k^2 - z^2}}, \quad (8)$$

де R_k – радіус коренеплоду, см; z - біжуча координата осі OZ .

Після підстановки початкових умов (7), (8) у рівняння (5), (6) було одержано:

$$\begin{aligned} M_k &= \pi\rho_k \int_0^{h_k} (R_k^2 - z^2) dz + \pi\rho_k \int_0^{l_k} \frac{1}{k} (l_k^2 - z^2) dz = \\ &= \pi\rho_k \left[\left(R_k^2 z - \frac{z^3}{3} \right) \Big|_0^{h_k} + \frac{1}{k} \left(l_k^2 z - \frac{z^3}{3} \right) \Big|_0^{l_k} \right] = \\ &= \pi\rho_k \left(R_k^2 h_k - \frac{h_k^3}{3} \right) + \frac{1}{k} \pi\rho_k \left(l_k^3 - \frac{l_k^3}{3} \right) = \pi\rho_k \left(R_k^2 h_k - \frac{h_k^3}{3} + \frac{2l_k^3}{3k} \right). \\ m_{н.сп}^a &= 2\pi\rho_{сп} \delta \cdot \left(\int_{h_c - h_{p,c}}^{h_k} \sqrt{1 + 4(R_k^2 - z^2)} dz + \right. \\ &\left. + \int_{l_k - h_p}^{l_k} \frac{1}{2k} \sqrt{1 + 4k(l_k^2 - z^2)} dz \right). \end{aligned} \quad (10)$$

У рівнянні (10) позначимо $1 + 4(R_k^2 - z^2) = t^2$, $1 + 4k(l_k^2 - z^2) = u^2$, або $4(R_k^2 - 2z) dz = 2tdt$, $4k(l_k^2 - 2z) dz = 2udu$, звідки

$$\begin{aligned} dz &= \frac{tdt}{2(R_k^2 - 2z)}, \quad dz = \frac{udu}{2k(l_k^2 - 2z)}; \\ m_{н.сп}^a &= 2\pi\rho_{сп} \delta \int_1^{\sqrt{1+4(R_k^2 - z^2)}} \frac{t}{2(R_k^2 - 2z)} dt + \\ &+ 2\pi\rho_{сп} \delta \int_1^{\sqrt{1+4k(l_k^2 - z^2)}} \frac{u}{2k(l_k^2 - 2z)} du. \end{aligned} \quad (11)$$

Тоді, згідно (3) одержимо:

$$\left. \begin{aligned}
 M_k^{\delta} &= \pi\rho_k \left(R_k^2 h_c - \frac{h_c^3}{3} \right) + \pi\rho_k \frac{R_k^2 l_k}{3}; \\
 M_k^{\epsilon} &= \pi\rho_k \left(R_k^2 h_c - \frac{h_c^3}{3} \right) + \frac{\pi\rho_k}{3} (l_k - h_{\rho,k}) \times \\
 &\quad \times \left(R_k^2 + r_k'^2 + R_k r_k' \right) + \frac{\pi\rho_k}{3} r_k'^2 h_{\rho,k}; \\
 M_k^z &= \pi\rho_k \left(R_k^2 h_c - \frac{h_c^3}{3} \right) + \pi\rho_k R_k^2 (l_k - h_{\rho,k}) + \frac{\pi\rho_k}{3} R_k^2 h_{\rho,k}; \\
 M_k^{\delta} &= \pi\rho_k \left(R_k^2 h_c - \frac{h_c^3}{3} \right) + \pi\rho_k R_k^2 (l_k - h_{\rho,n}) + \\
 &\quad + \pi\rho_k \left(\frac{2h_{\rho,n}^3}{3k} \right); M_k^{\text{ж}} = \frac{4}{3} \pi\rho_k R_k^3.
 \end{aligned} \right\} (12)$$

$$\left. \begin{aligned}
 m_{n,зр}^{\delta} &= 2\pi\rho_{зр} \delta R_k h_{\rho,c} + \frac{\pi\rho_{зр} \delta r_k^2}{\sin(\psi/2)}; \\
 m_{n,зр}^{\epsilon} &= 2\pi\rho_{зр} \delta R_k h_{\rho,c} + \pi\rho_{зр} \delta \times \sqrt{(h_{\rho} - h_{\rho,k})^2 + (r_{y,ц} - r_k')^2} \times \\
 &\quad \times (r_{y,ц} + r_k') + \pi\rho_{зр} \delta r_k' \sqrt{r_k'^2 + h_{\rho,k}^2}; \\
 m_{n,зр}^z &= 2\pi\rho_{зр} \delta R_k h_{\rho,c} + 2\pi\rho_{зр} \delta R_k h_{\rho,ц} + \pi\rho_{зр} \delta r_k' \sqrt{r_k'^2 + h_{\rho,k}^2}; \\
 m_{n,зр}^{\delta} &= 2\pi\rho_{зр} \delta R_k h_{\rho,c} + 2\pi\rho_{зр} \delta R_k h_{\rho,ц} + \pi\rho_{зр} \delta (R_k^2 + h_{\rho,n}^2); \\
 m_{n,зр}^{\text{ж}} &= 2\pi\rho_{зр} \delta R_k h_{\rho}.
 \end{aligned} \right\} (13)$$

де $h_{\rho,k}$, $h_{\rho,n}$ – висота шару налиплого ґрунту на поверхні хвостової частини відповідної форми коренеплоду, см;

$r_{y,ц}$, r_k' – відповідно радіус усіченого циліндра та конуса формалізованої форми коренеплоду, см;

$h_{\rho,ц}$ – висота шару налиплого ґрунту на поверхні тіла відповідної форми коренеплоду, см;

ψ – кут конуса росту коренеплоду, град.

Після відповідного спрощення залежностей (9), (11), (12), (13)

одержимо кінцеві детерміновані математичні моделі, які характеризують поведінку моделі, тобто залежності зміни маси формалізованих просторових форм коренешлодів і ймовірні прогнозовані маси налиплиго ґрунту на їх поверхнях від розмірних і агробіологічних характеристик коренешлодів і їх глибини залягання в ґрунті, тобто:

$$\left. \begin{aligned} M_k^a &= \frac{\pi\rho_k}{3} \left[h_c (0,75D_k^2 - h_c^2) + \frac{2(L_k - h_c)^3}{k} \right]; \\ M_k^{\bar{o}} &= \frac{\pi\rho_k}{3} \left[h_c (0,5D_k^2 - h_c^2) + 0,25D_k^2 (L_k - h_c) \right]; \\ M_k^e &= \frac{\pi\rho_k}{3} \left[h_c (0,75D_k^2 - h_c^2) + 0,25(L_k - h_c - h_{\rho,k}) \times \right. \\ &\quad \left. \times (D_k^2 + D_k'^2 + D_k D_k') + 0,25D_k'^2 h_{\rho,k} \right]; \\ M_k^z &= \frac{\pi\rho_k}{3} \left[0,25D_k^2 (3L_k - 2h_{\rho,k}) - h_c^3 \right]; \\ M_k^{\bar{o}} &= \frac{\pi\rho_k}{3} \left[0,75D_k^2 (L_k - h_{\rho,n}) - h_c^3 + 2h_{\rho,n}^3 \right]; \\ M_k^{\text{ж}} &= \frac{\pi\rho_k D_k^3}{6}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} m_{н.зр}^a &= \pi\rho_{зр} \delta (0,5D_k^2 + h_{\rho}^2 + h_{\rho,c}^2); \\ m_{н.зр}^{\bar{o}} &= 0,25\pi\rho_{зр} \delta D_k \left(\frac{D_k h_{\rho}^2}{\sin(\psi/2)(L_k - h_c)^2} + 4h_{\rho,c} \right); \\ m_{н.зр}^e &= 0,25\pi\rho_{зр} \delta \left(D_k' \sqrt{D_k'^2 + 4h_{\rho,k}^2} + (D_{y,u} + D_k') \times \right. \\ &\quad \left. \times \sqrt{(h_{\rho} - h_{\rho,k})^2 + 0,25(D_{y,u} - D_k)^2} + 4D_k h_{\rho,c} \right); \\ m_{н.зр}^z &= \pi\rho_{зр} \delta \left[0,25D_k' \sqrt{D_k'^2 + 4h_{\rho,k}^2} + D_k (h_{\rho,c} + h_{\rho,u}) \right]; \\ m_{н.зр}^{\bar{o}} &= \pi\rho_{зр} \delta \left[0,25D_k^2 + h_{\rho,n}^2 + D_k (h_{\rho,c} + h_{\rho,u}) \right]; \\ m_{н.зр}^{\text{ж}} &= \pi\rho_{зр} \delta D_k h_{\rho}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

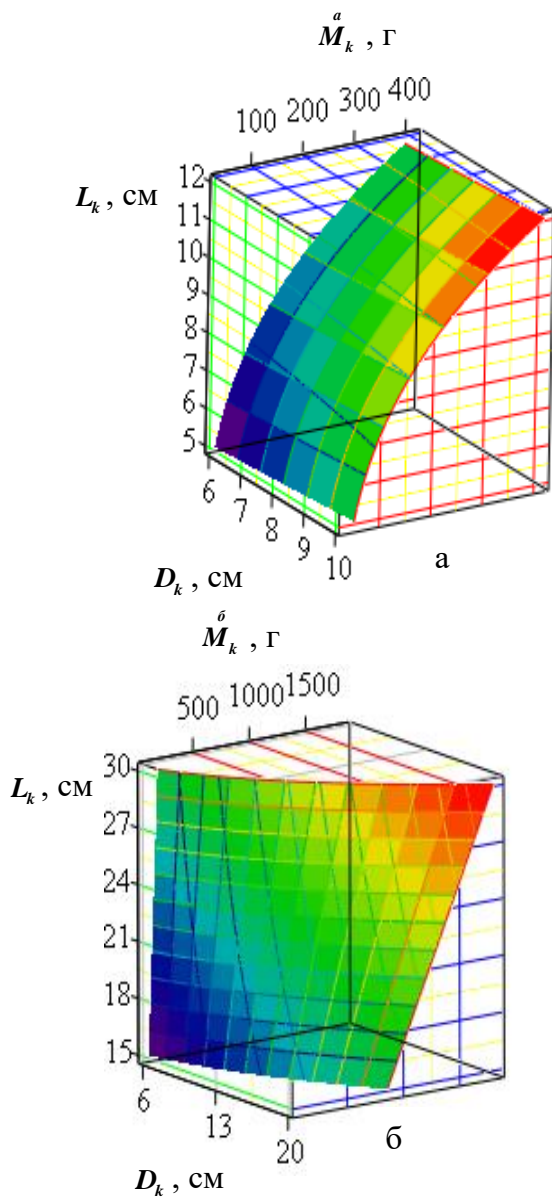


Рис. 4. Поверхні відгуку залежності маси M_k^a і $M_k^б$ від діаметра D_k та загальної довжини L_k коренеплоду

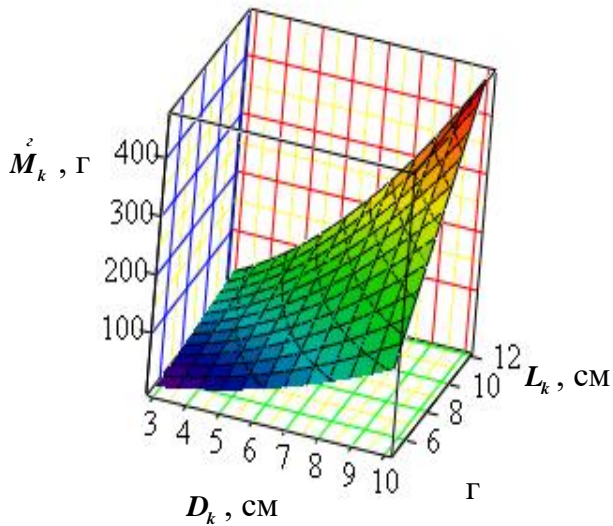
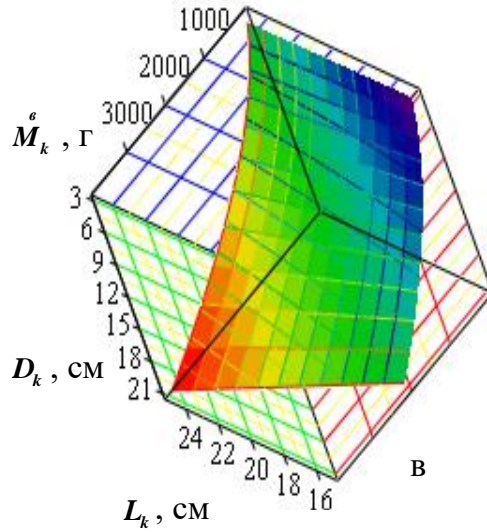


Рис. 5. Поверхні відгуку залежності маси M_k^a і M_k^z від діаметра D_k та загальної довжини L_k коренеплоду

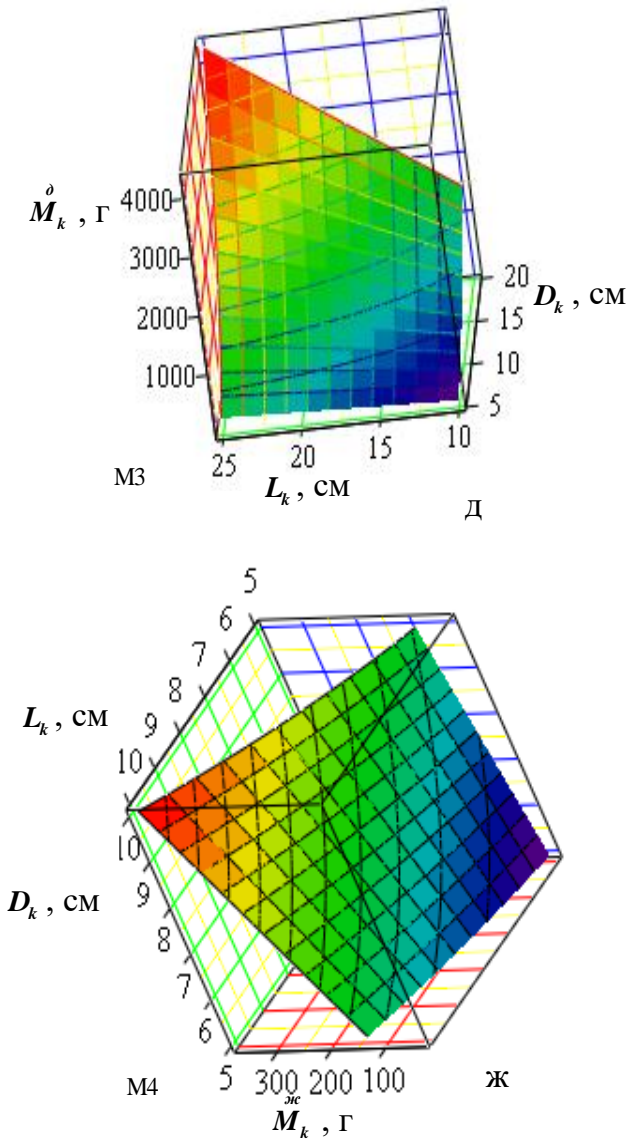


Рис. 6. Поверхні відгуку залежності маси M_k^o і M_k^{sc} від діаметра D_k та загальної довжини L_k коренецплуду

На рис. 4-6 наведено поверхні відгуку маси M_k^i просторових формалізованих форм коренеплодів залежно від діаметра коренеплоду D_k та його загальної довжини L_k , які побудовані згідно з отриманими детермінованими математичними моделями (14), при цьому $h_c = 3...5$ см; $\rho_k = 0,5...0,7$ г/см³ відповідно до виду культури коренеплоду.

Висновки. На основі проведених досліджень побудовано розрахункові теоретичні детерміновані математичні моделі залежності характеру зміни маси формалізованих просторових форм коренеплодів і прогнозованої ймовірної маси налиплого ґрунту на їх поверхнях від їх агробіологічних характеристик. Використання залежностей (14), (15) дозволяє провести оптимізацію параметрів технологічних процесів викопування коренеплодів і сепарації викопаного вороху та конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів відповідних ТТС КМ на основі подальшого аналізу динамічних і кінематичних складових компонентів діючої моделюючої системи „машина-робочий орган-коренеплід”.

Література

1. Барановський В.М., Паньків М.Р. Конструктивно-технологічні принципи адаптованого застосування коренезбиральних машин // Зб. наук. праць 1-ої міжн. наук.-практ. конф. “Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин”. Тернопіль: – ТДТУ, 2004. – С. 192-198.
2. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
3. Булгаков В.М., Лінник М.К., Гурченко О.П. Розрахунок основних параметрів технологічного процесу збирання буряків // Зб. наук. праць Національного аграрного університету „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том VI. „Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин”. - Київ: НАУ, 1999. – С. 220.
4. Кронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов – М.: Наука, 1981. – 706 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.І. Пилипець

А.И. Беловод
Полтавская аграрная академия

ОБ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ВОССТАНОВЛЕННОГО ДИСКОВОГО КОПАТЕЛЯ

Рассмотрены теоретические вопросы упрочнения обрабатываемой поверхности диска копача при обычном и вибрационном нагружении.

Постановка проблемы. Надёжная работа свеклоуборочной техники в значительной степени определяется долговечностью рабочего органа - дискового копача, который в условиях эксплуатации подвергается усиленному изнашиванию дисков. Долговечность работы дисков копачей зависит от напряжённого состояния их материала, получаемого при их изготовлении или восстановлении.

В общем случае теоретические вопросы влияния вида технологического процесса восстановления на надёжность и долговечность дисков изучены еще недостаточно.

Анализ основных исследований. Для определения усилий и напряжений при обработке давлением пользуются методом решения приближённых уравнений равновесия и уравнения пластичности, который основан на следующих положениях [1]:

1. Напряженно-деформированное состояние любого элемента обрабатываемого материала диска копача рассматривается либо осесимметричным, либо плоским (полная деформация или плоское напряжённое состояние).

2. Дифференциальные уравнения равновесия для плоской задачи упрощаются принятием допущения, что нормальные напряжения зависят только от одной координаты, благодаря чему остаётся одно дифференциальное уравнение с обыкновенными производными.

Данное допущение исключает возможность определения напряжённого состояния в каждой точке деформируемого диска.

Метод решения уравнений равновесия и уравнения пластичности позволяет определить напряжения и усилия на контактной поверхности обрабатываемого материала с обрабатывающим инструментом. Для определения усилия деформирования нет необходимости определять напряжения в каждой точке обрабатываемой поверхности.

Цель и методика проведения исследования. Исследование напряженного состояния материала дисков копачей при их обработке позволяет разработать и применить более эффективную технологию восстановления, обеспечивающую более высокую долговечность. Одним из наиболее перспективных методов восстановления является метод вибрационного упрочнения.

Вибрационную обработку элементарного участка поверхности диска копача свеклоуборочной машины можно рассматривать как его осадку с шириной $2b$ и высотой $2h$ неограниченной длины по окружности (рис. 1).

Выделим в деформируемом теле бесконечно малый объём, ограниченный плоскостями на расстоянии x и $x+dx$ от начала координат с длиной, принятой равной единице. На выделенный объём действуют нормальные напряжения $\sigma_z, \sigma_x, \sigma_x + d\sigma_x$ и касательное напряжение τ_{xz} .

В соответствии со вторым допущением можно принять, что σ_x и σ_z не зависят от координаты Z (постоянны по высоте), а зависят только от координаты X .

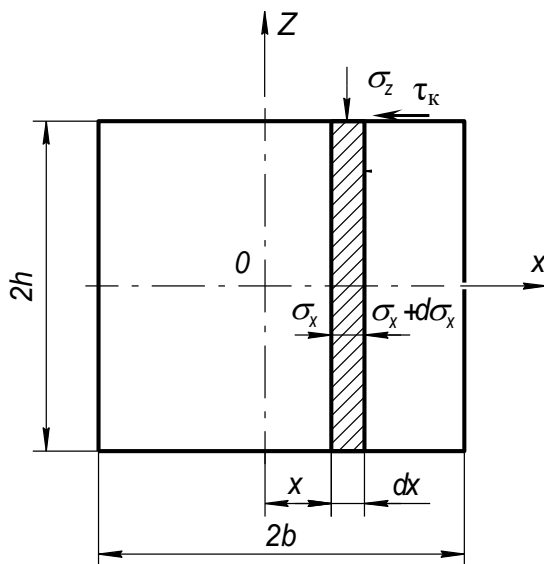


Рис. 1. Схема к определению усилия деформирования

Результаты исследования. Касательное напряжение τ_{xz} переменено по ширине и высоте и на контактной поверхности будет равно касательному напряжению τ_k , вызванному трением материала диска об инструмент. Величина τ_{xz} будет уменьшаться при удалении от контактной поверхности и в следствие симметрии на середине высоты выделенного элемента будет равна нулю.

Примем, что τ_{xz} зависит от высоты элемента линейно, т.е.:

$$\tau_{xz} = \frac{\tau_k z}{h}. \quad (1)$$

Тогда

$$\frac{d\tau_{xz}}{dz} = \frac{\tau_k}{h}. \quad (2)$$

Подставив значение $\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z}$ в уравнение равновесия [1]

$\frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0$, получаем:

$$\frac{d\sigma_{xz}}{dx} + \frac{\tau_k}{h} = 0. \quad (3)$$

Так как касательное напряжение на контактной поверхности обусловлено трением металла об инструмент, то оно может быть определено на основании закона Кулона-Амонтона [2]:

$$\tau_k = f \sigma_z, \quad (4)$$

где f – коэффициент трения.

Уравнение пластичности для плоского деформированного состояния в этом случае будет иметь вид:

$$\sigma_x - \sigma_z = \pm 2\tau_{max} \sqrt{1 - \left(\frac{\tau_{xz}}{\tau_{max}} \right)^2}, \quad (5)$$

где τ_{max} – максимальное касательное напряжение, которое может быть при пластической деформации и в условиях плоского деформированного состояния, равно:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}}, \quad (6)$$

где σ_T – предел текучести материала обрабатываемого тела.

При достижении τ_k максимальной величины τ_{max} уравнение (5) будет иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x - \sigma_z &= 0; \\ \sigma_x &= \sigma_z. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Отсюда уравнение пластичности имеет вид:

$$d\sigma_x = d\sigma_z. \quad (8)$$

Подставив выражения (4) и (8) в уравнение (3), получаем:

$$\frac{d\sigma_z}{dx} = -\frac{f\tau_z}{h}. \quad (9)$$

После разделения переменных и интегрирования находим:

$$\ln \sigma_z = -\frac{fx}{h} + C. \quad (10)$$

Отсюда

$$\sigma_z = Ce^{-\frac{fx}{h}}. \quad (11)$$

Постоянную интегрирования C находим из граничного условия, что $x = b; \sigma_z = -\sigma_T$:

$$C = -\sigma_T e^{\frac{fb}{h}}. \quad (12)$$

Следовательно,

$$\sigma_z = -\sigma_T e^{\frac{f}{h}(b-x)}. \quad (13)$$

Данное уравнение позволяет определить значение σ_z в любой точке контактной обрабатываемой поверхности диска.

Суммируя нормальные напряжения на контактной поверхности, можно определить полное давление на единицу обрабатываемой поверхности диска:

$$P = 2 \int_0^b \sigma_z dx = 2\sigma_T \int_0^b e^{\frac{f}{h}(b-x)} dx = \sigma_T \frac{2h}{f} \left(e^{\frac{fb}{h}} - 1 \right). \quad (14)$$

Удельное давление (усилие) может быть получено делением полного усилия на контактную площадь $2b$:

$$p = \frac{P}{2b} = \sigma_T \frac{h}{f} \left(e^{\frac{fb}{h}} - 1 \right). \quad (15)$$

Выводы. Полученные выражения (13), (14) и (15) позволяют сделать вывод, что величины нормального напряжения, полного и удельного усилия зависят от обрабатываемого материала и его физического состояния (степени и скорости деформации,

определяемых величиной σ_T) и от параметра $\frac{fb}{h}$, отражающего влияние напряжённого состояния. Увеличение данного параметра повышает удельное давление. Чем больше коэффициент трения, тем больше удельное и полное давление.

При вибрационном деформировании происходит ослабление контакта (отрыв) обрабатывающего инструмента с обрабатываемой поверхностью. В силу этого снижается коэффициент трения по сравнению с обычной обработкой. Следовательно, при одинаковых удельных усилиях при вибрационном нагружении величина деформации и степень уплотнения металла будет иметь большее значение, чем при обычном давлении.

Упрочение обрабатываемой поверхности диска копача, вызванное уплотнением металла, способствует повышению его износостойкости и, следовательно, долговечности восстановленного диска.

Литература

1. Губкин С.И. Пластическая деформация деталей. – М.: Металлургия, 1971. – 376с.
2. Ребиндер П.А. Физико-механическая механика – М.: Наука, 1979. – 831с.

Рецензент д.т.н., проф. А.А. Смердов

УДК 621.9-621.98

А.И. Беловод, А.В. Горбенко, С.А. Браженко, А.А. Дудников
Полтавская аграрная академия

О ПУТЯХ ПОВЫШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ВОССТАНАВЛИВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

Рассмотрены вопросы влияния трения на уплотнение обрабатываемого материала при обычном и вибрационном деформировании.

Постановка проблемы. Для осуществления деформации материала обрабатываемых деталей при наличии трения следует приложить усилие большее, чем сопротивление деформированию. Чем

больше трение, тем больше усилие нужно для протекания деформации и тем больше расход энергии на деформацию.

При обработке давлением происходит значительное изменение деформируемого материала и особенно в тонких слоях вблизи поверхности контакта с обрабатывающим инструментом. Изменение свойств деформируемого материала зависит в значительной мере от степени деформации и вида обработки. Трение при обработке давлением является, как правило, нежелательным [1].

В этой связи исследование влияния трения на прочностные характеристики обрабатываемого материала восстанавливаемых деталей сельскохозяйственных машин является актуальным

Анализ последних исследований и публикаций. В процессе обработки часть неровностей одного тела взаимодействует с неровностями другого, в результате чего происходит как бы зацепление неровностей, что вызывает увеличение фактической контактной поверхности и силы трения. Процесс трения при обработке давлением можно рассматривать как процесс пластической деформации тонких приконтактных слоев, протекающий в результате деформации всего объема тела.

Сила трения и напряжение трения зависят от прочностных свойств деформируемого тела и закономерностей изменения их в процессе деформации.

Прочность приконтактных слоев, как правило, больше прочности слоев в объеме тела в результате дополнительных деформаций сдвига, среза гребней при деформировании. Степень деформации приконтактных слоев, а следовательно и их прочностные характеристики, зависят от характера приложения нагрузки.

При вибрационном деформировании рабочий инструмент за один оборот вала вибратора проходит расстояние, равное амплитуде колебаний. При действии вибрации возникает инерционная сила, которая периодически усиливает и ослабляет давление обрабатывающего инструмента на поверхность контакта. При ослаблении давления происходит относительное смещение контактных поверхностей, что вызывает определенную разрядку сил контактного трения [2]. Это приводит к снижению сил контактного трения. Многие подобные явления исследовались учеными, однако ряд вопросов остался невыясненным.

Цель и методика исследования. Для определения величины коэффициента трения при пластической деформации использовался метод осадки клиновидного образца [3], который заключается в нанесении на боковой грани клиновидного образца вертикальных

рисок, расположенных на одинаковом расстоянии друг от друга. После осадки образца риски искривляются за исключением одной, расположенной ближе к узкому концу образца (рис. 1).

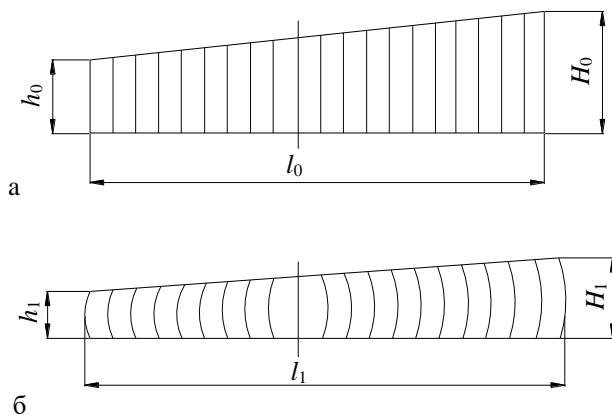


Рис. 1. Расположение рисков: а – до обработки; б – после обработки (H_0, h_0, H_1, h_1 - высоты образца до и после обработки)

Неискривленная риска отвечает положению нейтрального сечения, в котором отсутствовало относительное скольжение металла образца с соприкасаемыми поверхностями в процессе обработки. Положение нейтрального сечения относительно концов образца зависит от коэффициента трения и угла клина.

Результаты исследования. Система сил, действующих на образец, показана на рис. 2.

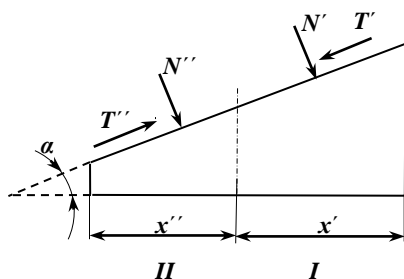


Рис. 2. Схема сил, действующих на образец при обработке давлением

В зоне I (длина зоны - x') на образец действует нормальная сила N' и сила T' , а в зоне II (длина зоны - x'') - N'' и T'' . Поскольку образец не перемещается, все силы будут находится в равновесии. Следовательно, сумма проекций всех сил на горизонтальную ось равна нулю:

$$N_x' + N_x'' + T_x'' = T_x', \quad (1)$$

где

$$\left. \begin{aligned} N_x' &= N' \sin \frac{\alpha}{2}; & T_x' &= T' \cos \frac{\alpha}{2}; \\ N_x'' &= N'' \sin \frac{\alpha}{2}; & T_x'' &= T'' \cos \frac{\alpha}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

При отсутствии прилипания между поверхностями рабочего инструмента и образца:

$$T' = fN'; \quad T'' = fN'', \quad (3)$$

где f – коэффициент трения.

Нормальные силы могут быть выражены через удельное давление p и поверхность соприкосновения:

$$N_x' = p'bx'; \quad N_x'' = p''bx'', \quad (4)$$

где b – ширина образца.

Если горизонтальные проекции нормального давления N_x и силы T_x трения будут равны между собой, то

$$N_x \sin \alpha = T \cos \alpha = Nf \cos \alpha. \quad (5)$$

Откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = f. \quad (6)$$

Подставив в выражение (6) значение нормальных сил трения, принимая удельное давление в обоих зонах равными между собой и произведя сокращение на p и b , получим:

$$\sin \frac{\alpha}{2} (x' + x'') + f \cos \frac{\alpha}{2} = f \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (7)$$

или

$$x' + x'' = f \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} (x' - x''). \quad (8)$$

Отсюда

$$f = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{x' + x''}{x' - x''}. \quad (9)$$

Зная угол клина α (угол заточки лезвия диска копача свеклоуборочной машины) и измерив расстояния нейтральной линии (прямолинейной риски), находим коэффициент трения в условиях обычного и вибрационного деформирования при $\alpha = 11^\circ 30'$ (таблица).

Таблица. Значения коэффициента трения

Амплитуда колебаний A , мм	Коэффициент трения	
	Вибрационное деформирование	Обычное деформирование
0,75	0,508	0,709
1,25	0,299	
1,75	0,584	

Выводы. Полученные данные, показывают, что наименьшее значение коэффициента трения имеет место при амплитуде колебания обрабатываемого инструмента $A=1,25$ мм. При вибрационном деформировании значение коэффициента трения в 1,21...2,37 раза меньше, чем при обычной обработке.

Снижение величины контактного трения при вибрационной обработке способствует повышению степени уплотнения (упрочнения) обрабатываемого материала и повышению его износостойкости, т. е. долговечности восстанавливаемого диска копача.

Литература

1. Михин Н.М. Трение в условиях пластического контакта. – М.: Наука, 1978. – 103с.
2. Радин Ю.А. Суслов П.Г. Безызносность деталей машин при трении. – Л.: Машиностроение, 1989. – 229с.
3. Гарновский И.Я. Формоизменения при пластической обработке металлов. – М.: Metallurgizdat, 1974. – 327с.

Рецензент д.т.н., проф. А.А. Смердов

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ЯМОКОПАЧІВ

Подано опис конструкції і принципу роботи ямокопача із захисною муфтою. Виведено аналітичні залежності для розрахунку основних сил, що виникають при роботі вказаного механізму.

Постановка проблеми. Машини, що використовуються для викопування ґрунту, здебільшого працюють у важких умовах. Це зумовлює часті поломки робочих органів. Тому їх захист є актуальною проблемою, вирішення якої дозволить підвищити продуктивність використання даного обладнання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням захисту робочих органів машин і їх надійності та довговічності присвячені роботи низки авторів [1,2,3], однак багато питань залишається невирішеним.

Мета досліджень. Метою роботи є обґрунтування параметрів приводу ямокопача і захист його робочого органу від перевантаження.

Результати досліджень. Захист робочих органів обладнання для викопування ґрунту є актуальною проблемою. Відомо, що при роботі ямокопачів (рис. 1) трапляється неоднорідність ґрунту, в результаті чого існує висока ймовірність поломки робочого органу даної машини. Отже, для захисту механізму ямокопача від поломок, актуальним є питання впровадження запобіжних механізмів, які повинні забезпечити надійну роботу механізму при високій його продуктивності.

Основними технологічними вимогами до запобіжних пристроїв є точність спрацювання, стабільність передавального моменту, надійність і довговічність функціонування, відносні простота конструкції і мінімальна собівартість виготовлення, здатність сприймати високі динамічні навантаження і безшумність при експлуатації. Різноманітність завдань, що вирішуються за допомогою запобіжних пристроїв, привело до використання в машинобудуванні великої кількості конструкції муфт різних видів.

При розрахунку муфт вихідним параметром переважно є максимальний крутний момент, що передається нею. В тих випадках коли цей момент визначений з урахуванням всіх динамічних навантажень, він береться як розрахунковий, але в більшості випадків ця величина ще й залежить від конструктивних параметрів муфти.

Розрахунок пари контакту ролик-опорне ребро запобіжного пристрою згідно зі своєю специфікою розглянутий у відповідних працях [1], проте якщо замість роликів використовувати кульки, то доцільно використовувати аналітичні залежності, які наведені нижче. Для проведення розрахунку величини крутного моменту, який може передати запобіжний пристрій, розглянемо схему дії сил на прикладі зачеплення елементів ведучої і веденої півмуфт (рис. 2), а саме контакту кулька-опорне ребро.

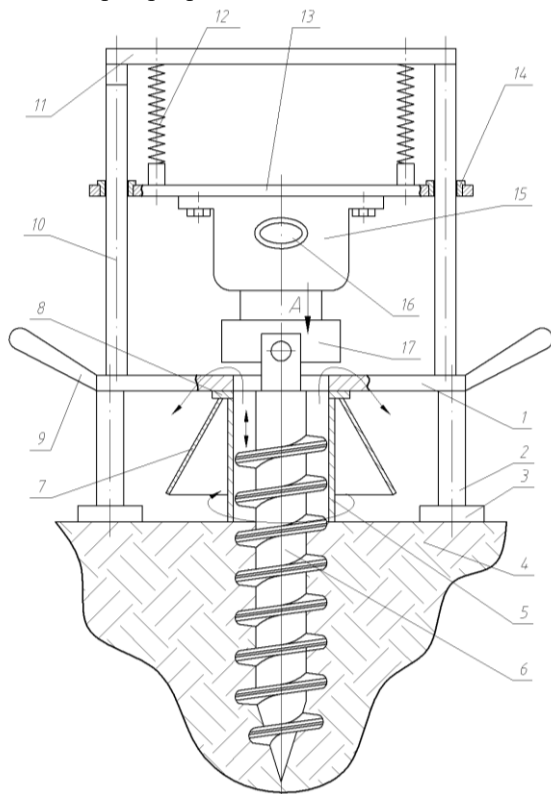


Рис. 1. Гвинтовий ямокопач: 1 – рама; 2 – стійка; 3 – основа; 4 – ґрунт; 5 – кожух; 6 – гвинт; 7 – конусний козирок; 8 – горизонтальна перемичка; 9 – піднімальні елементи; 10 – вертикальні направляючі; 11 – квадратна рамка; 12 – пружина; 13 – квадратна підставка; 14 – отвір; 15 – двигун; 16 – верхній захват; 17 – роликівна запобіжна муфта

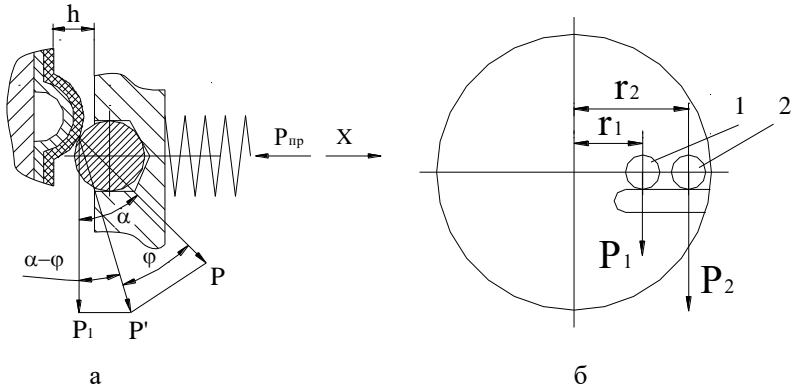


Рис. 2. Схеми дії сил в зачепленні кулька-опорне ребро

Момент зчеплення кулька-опорне ребро визначається із залежності

$$T_{зч} = \beta \cdot T_{кр}, \quad (1)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення, $\beta = 1 \dots 1,2$ [2];

$T_{кр}$ – крутний момент, що сприймає муфта.

У такому випадку

$$T_{зч} = n(P_1 r_1 + P_2 r_2), \quad (2)$$

де n – кількість кульок;

P_1, P_2 – колові сили, що передаються кулькам 1 і 2;

r_1 і r_2 – радіуси, на яких знаходяться кульки 1 і 2.

Розглянемо сили, які діють в момент контакту кульки і опорного ребра. Згідно з умовою рівноваги сил, що діють на елементи зачеплення муфти, при зміщенні ведучої півмуфти вздовж осі X в момент спрацювання:

$$\sum X = P_{np} - P_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - P_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + P_m, \quad (3)$$

де α – кут нахилу дотичної в точці контакту кульки з опорним ребром півмуфти;

φ – кут тертя між кулькою і опорним ребром півмуфти;

P_m – сила тертя в шліцевому з'єднанні.

Силу тертя можна визначити за формулою

$$P_m = \frac{f}{r} \cdot (P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2), \quad (4)$$

де f – коефіцієнт тертя;
 r – радіус шліців.

Підставляючи значення сили тертя в рівняння рівноваги, отримаємо

$$\sum X = P_{np} - (P_1 - P_2) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \frac{f}{r} \cdot (P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2) = 0. \quad (5)$$

З урахуванням співвідношення колових сил, що діють при роботі захисного пристрою, від радіусів розміщення кульок: $\frac{P_1}{r_1} = \frac{P_2}{r_2}$,

силу притискання можна визначити за формулою:

$$P_{np} = P_1 \cdot \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{f}{r} \cdot P_1 \cdot \left(r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right). \quad (6)$$

Звідси колова сила буде рівна:

$$P_1 = \frac{P_{np}}{\left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{f}{r} \cdot \left(r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right)}. \quad (7)$$

Підставивши значення колової сили у залежність (2), отримаємо

$$T_{зч} = \frac{P_{np} \cdot \left(r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right) \cdot n}{\left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{f}{r} \cdot \left(r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right)}. \quad (8)$$

Силу дії підтискного елемента у вигляді циліндричної пружини можна представити залежністю

$$P_{np} = C(\Delta_o + \Delta_n), \quad (9)$$

де C – жорсткість пружини; Δ_o – попередня деформація (підтиск) пружини; Δ_n – поточна деформація пружини.

Відповідно крутний момент визначається з наступної залежності

$$T_{кр} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{C(\Delta_o + \Delta_n) \cdot \left(r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right) \cdot n}{\left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{f}{r} \cdot \left(r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right)}. \quad (10)$$

Згідно з даними, отриманими шляхом підстановки різних варіантів даних конструктивних параметрів запобіжної муфти у рівняння (10), отримані графічні залежності крутного моменту від конструктивного виконання елементів запобіжного пристрою (рис. 3).

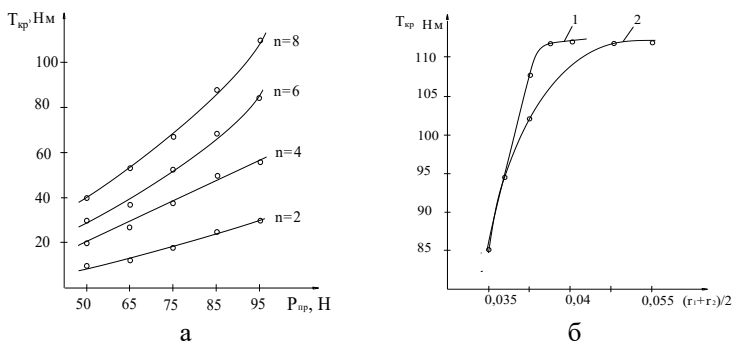


Рис. 3. Графічні залежності крутного моменту від: а) сили притискування кульок при різній їх кількості; б) середнього значення радіусів розміщення кульок (1 - при $r_1 = \text{const}$; 2 - при $r_2 = \text{const}$)

Як видно з цих графіків, значення крутного моменту, що сприймає запобіжний пристрій, може збільшуватись чи зменшуватись не лише регулюванням пружного елемента але й зміною кількості, габаритних розмірів і радіусів розміщення тіл кочення, які сприймають це навантаження. Тобто можна покращити експлуатаційні показники муфти, зокрема навантажувальну здатність, без суттєвої зміни конструкції пристрою і, відповідно, значних матеріальних витрат.

Висновки. Запропоновані конструктивні зміни дозволяють покращити експлуатаційні показники запобіжних пристроїв суттєво не змінюючи їх конструкції. При цьому конструкція запобіжної муфти [1] відпрацьована на технологічність, проста у виготовленні і може сприймати змінні навантаження забезпечуючи безшумність роботи в процесі її експлуатації.

Література

1. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник - Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.

2. Гевко І.Б. Розрахунок силових і конструктивних параметрів роликowo-кулькової запобіжно-компенсуючої муфти // Вісник Тернопільського державного технічного університету. №1. Том 10. – Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2005. – С. 104-109.д

3. Поляков В.С., Барбаш І.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. / Под ред. проф. В.С. Полякова. - Л.: Машиностроение, 1979. – 343 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 622.331

Ю.В. Булік, к.т.н., Т.В. Божидарнік, к.е.н., І.М. Ілюшик
Луцький державний технічний університет

КОНСТРУКЦІЯ КАНАТНО-СКРЕПЕРНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ДОБУВАННЯ САПРОПЕЛІВ

У статті наведено опис конструкції, принцип роботи й обґрунтування прийнятих конструктивних рішень нової канатно-скреперної установки (КСУ), призначеної для розробки сапропелів на малих водоймах.

Постановка проблеми. Через нехтування природоохоронними заходами при меліорації угідь, надмірним і нераціональним внесенням пестицидів, мінеральних добрив, ігноруванням рекомендацій науковців щодо вирощування сільськогосподарських культур відбувається прискорений процес замулення озер з поступовим їх вмиранням, що веде до порушення функціонування екосистем. Поліські озера відзначаються великим ступенем замулення. Найшвидше процеси евтрофії відбуваються в малих водоймах, що зумовлює утворення в них сапропелю низької зольності.

Одним з етапів стабілізації екосистеми регіону є відновлення життя в озерах шляхом їх очищення [3]. При цьому отримують екологічно чисте добриво – сапропель. Використання сапропелевих добрив значно підвищує врожайність сільськогосподарських культур, покращує повітряно-водний режим, а також механічні та агрономічні властивості ґрунту. Крім цього, проходить збагачення поверхневого шару ґрунту поживними речовинами.

Широка гама озер з різними природними параметрами вимагає індивідуального підходу до їх очищення від накопичених тисячоліттями покладів. Тому проблема використання сапропелів прісноводних озер є комплексною: вона відноситься як до сільськогосподарського виробництва, так і має широкі екологічні наслідки.

Використання сапропелів у сільському господарстві дає позитивний ефект і ставить питання про впровадження ефективних технологій і високопродуктивних машин для добування сапропелевих відкладів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Очищенням озер від сапропелів займалися тривалий час у ближньому зарубіжжі [4, 5, 6, 9], а також в Україні [1, 10]. Розроблено ряд способів добування сапропелів: гідромеханізований, грейферний, шнековий і землерийний. Кожний із способів використовується для певного типу озер і забезпечує високі техніко-економічні показники роботи відповідних механізмів. Проте вони широко використовуються лише на великих і середніх за площею водоймах. Використовування вказаних способів на малих озерах є нерентабельним, або взагалі неможливим [2]. Крім цього, добування сапропелю відомими засобами призводить до втрати його якості внаслідок перемішування складників органічного і мінерального типів.

Ефективним способом добування сапропелю з малих водойм є скреперний [8] із використанням КСУ [7], що докладно розглянутий в роботі [2]. Даний спосіб застосовується на “мертвих” озерах, для яких характерна наявність незначного поверхневого шару води, або її відсутність. Пошук вибору раціональної форми робочого органу привів до створення ковшів з опуклим днищем, в одному з яких воно виконане у формі частини поверхні тора. Оскільки при такій конструкції КСУ керування процесом черпання сапропелю під водою є досить ускладненим, а також спостерігається вимивання сапропелю із ковша водою, то дана технологія передбачає періодичне відкачування поверхневого шару води. Проте, на деяких водоймах це важко зробити, оскільки її рівень швидко поновлюється ґрунтовими водами.

Тому **метою досліджень** є розширення функціональних можливостей КСУ для застосування на малих водоймах, на яких присутній поверхневий шар води, та обґрунтування прийнятих конструктивних рішень.

Результати дослідження. Вказані недоліки КСУ пропонується усунути використанням двочелюсного ковша (рис. 1), який успішно застосовується при грейферному способі добування

сапропелів [10]. Конструкція такого робочого органу забезпечує високий коефіцієнт наповнення ($k_f > 1$), мінімальні втрати сапропелю при його підніманні із води, а також спостерігається незначна кількість налиплого сапропелю після розвантаження.

У запропонованій КСУ несучий канат 1, пропущений через блоки 2 ведучої башти 3 і закріплений одним кінцем на барабані 4 лебідки 5, а іншим – ведений башті 6. Ківш 7 шарнірно підвішений до спеціальної каретки 8 на важелі 9; тяговий канат 10 приводиться в дію барабаном 11. Переміщення ковша до місця набору матеріалу здійснюється зворотним канатом 12, який закріплений одним кінцем на ковші, а іншим на лебідці 13. Для розвантаження ковша передбачено розвантажувальний канат 14, який закріплений одним кінцем до ковша, а іншим до лебідки 15.

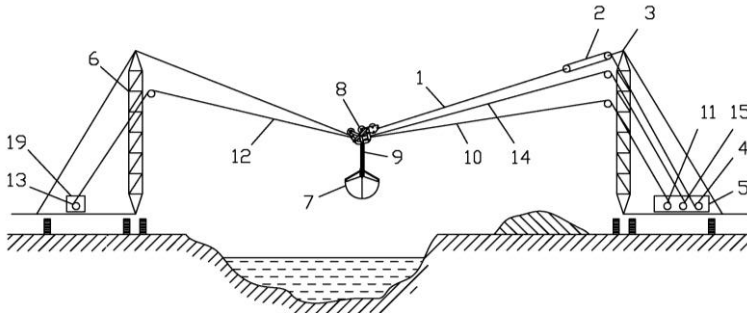


Рис. 1. Принципова схема КСУ для добування сапропелів з малих водойм

На ковші КСУ (рис. 2) встановлено важелі 16, блок 17, рухомий блок 18. Важіль 16 однією стороною шарнірно прикріплений до ковша, а іншою до каретки 8.

Установка працює наступним чином.

При натягуванні каната 12 і притримуванні каната 14 ківш відкривається. Несучий канат 1 за допомогою лебідки 5 і блоків 2 опускається до тих пір, поки ківш 7 не зануриться в сапропель, після чого включається тяговий барабан 11. При одночасному вмиканні барабанів 11 і 13 ківш закривається і відбувається його наповнення. Коли наповнення завершено, піднімають несучий канат 1, при цьому відбувається відрив робочого органу від поверхні покладів. Піднятий над поверхнею водойми робочий орган за допомогою тягового каната 10 підтягується до місця розвантаження.

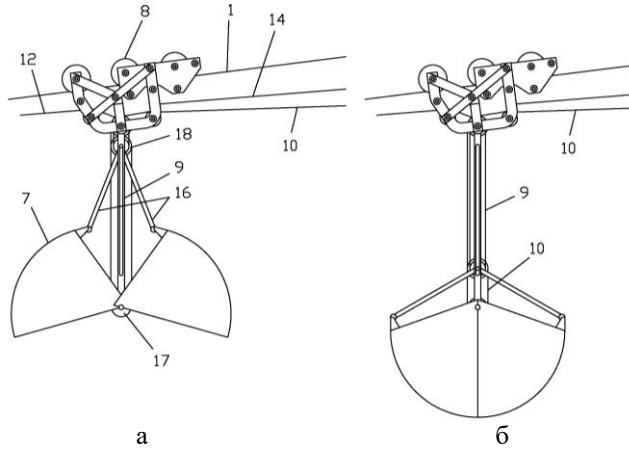


Рис. 2. Схема роботи КСУ: а – положення ковша та елементів його підвіски при зануренні в масу сапропелю і розвантаженні; б – положення ковша та елементів його підвіски при транспортуванні матеріалу до місця розвантаження

2. Режим розвантаження.

У місці розвантаження барабан 11 вимикається і вмикається барабан 13 лебідки 19; оскільки каретка притримується розвантажувальним канатом 14, то барабан 13 витягує канат 12, при цьому блок 18 рухається вздовж важеля до каретки, і ківш відкривається. Після розвантаження ківш за допомогою лебідки 13 і каната 12 переміщується до місця набору сапропелю.

Використання на канатно-скреперній установці двочелюсного ковша усуває витікання матеріалу при підйомі та транспортуванні, полегшує управління КСУ в процесі наповнення ковша, розширює зону для набору сапропелю, а також дозволяє проводити екскавацію сапропелю 3-під шару води, що забезпечує більшу її універсальність та ефективність. При цьому використання двочелюсного ковша збільшує коефіцієнт k_i , а отже підвищує продуктивність установки.

Висновки. За рахунок проведених конструктивних змін в КСУ забезпечується надійне завантаження робочого органу по всій довжині канатної дороги та можливість добування сапропелю під водою, завдяки чому розширюється зона застосування машини, забезпечується її більша універсальність та ефективність.

Література

1. Бодак В.І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1996. – 209 с.
2. Булік Ю.В. Обґрунтування процесу і параметрів механізму для добування сапропелів: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2005. – 157 с.
3. Дідух В.Ф., Подоляк В.М., Цизь І.Є. Екологічна та економічна ефективність використання сапропелів. – К.: Збірник наукових праць НАУ, Т. VII, 2000. – С. 241–243.
4. Фомин А.Н. Технология добычи местных удобрений. – Мн.: Высшая школа, 1969. – 296 с.
5. Лопотко М.З. Озера и сапропель. – Мн.: Наука и техника, 1974. – С. 150.
6. Лопотко М.З. Сапропели БССР, их добыча и использование. – Мн.: Наука и техника, 1974. – 205 с.
7. Пат. 51375 А України, МКИ E02F3/54. Канатно-скреперна установка / Булік Ю.В., Дідух В.Ф. – №51375 А; Заявл. 06.03. 2002; Опубл. 15.11.2002. Бюл. № 11. – 3 с.
8. Пат. 71750 А України, МКИ E21C49/00. Спосіб добування сапропелю з малих водойм / Булік Ю.В., Дідух В.Ф., Грабовець В.В. – №71750 А; Заявл. 04.12. 2003; Опубл. 15.12.2004 р. Бюл. № 12. – 2 с.
9. Смирнов А.В. Озерные сапропели, их добыча и использование в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1973 – 159 с.
10. Шевчук М.Й. Сапропелі України. Запаси, якість та перспективи використання. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 383 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф Дідух

УДК 621.87

Б.М. Гевко, д.т.н.

Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

С.Г. Білик, к.т.н.

Бережанський агротехнічний інститут НАУ

А.П. Драган

Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

ОСОБЛИВОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ГОФРОВАНИХ ЗАГОТОВОК

У статті наведено вирішення наукової задачі, що полягає в розробленні високоефективних технологічних процесів виготовлення гвинтових гофрованих заготовок (ГЗ). Розроблено технологічний процес виготовлення гвинтових гофрованих заготовок обкатуванням парами ортогональних і неортогональних конічних формуючих інструментів на універсальному контрольно-обкатному верстаті 5A725.

Постановка проблеми. У різних галузях народного господарства широку перспективу використання мають гофровані гвинтові стрічки (спіралі) в різних шнекових робочих органах. Їх застосовують у пристроях для змішування сипких матеріалів, в генераторах, теплообмінниках, для борботачії гідравлічних абразивних сумішей при механічній обробці, при приготуванні сумішей у фармацевтичній, харчовій і переробній промисловостях в міксерах тощо. Робота виконана згідно з координаційним планом Комітету з питань науки і техніки та Міністерства освіти і науки України з розділу "Машинобудування", "Високоєфективні технологічні процеси в машинобудуванні" на 2000-2007 рр.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням, що пов'язані з процесом виготовлення гвинтових гофрованих заготовок, присвячені роботи ряду авторів [1, 2, 3], однак цілий ряд питань розглянуті недостатньо.

Метою дослідження є розробка технологічних основ виготовлення гвинтових гофрованих заготовок обкатуванням парами зубчастих конічних формуючих інструментів на універсальному контрольно-обкатному верстаті 5A725.

Результати досліджень. ГЗ виготовляли на універсальному обкатаному верстаті 5A725 парами ортогональних і неортогональних конічних інструментів. Універсальний обкатний верстат 5A725 призначений для налагодження та контролю розміщення плями

контакту, заміру бокових зазорів і відносної безшумності конічних і гіпоідних зубчастих передач як ортогональних, так і неортогональних. Використовуючи можливість верстату встановлювати конічні передачі під різними кутами, проведено комплекс випробувань з формоутворення гофрованих гвинтових і кільцевих заготовок з дослідженням різноманітних параметрів, що дає можливість розширити технологічні можливості цього типу верстатів і підвищити коефіцієнт їх використання. Для проведення експериментальних досліджень спроектовано й виготовлено п'ять пар конічних зубчастих формоутворюючих інструментів з відносними робочими кутами їх встановлення відповідно 35° , 60° і 90° (рис. 1).

Експериментальні дослідження підтвердили можливість навивання ГГЗ з відносною висотою 15-25 і більше, що пояснюється сприятливими умовами гнуття під час якого зменшується поперечна та поздовжня стійкість стрічки в зоні утворення гофра, зменшується ступінь видовження зовнішнього ребра внаслідок значного зменшення радіальних напружень у зоні пластичної деформації і відповідно збільшується товщина гвинтової заготовки по зовнішньому діаметру, що забезпечує підвищення надійності та довговічності заготовок. Розроблені та реалізовані технологічні процеси виготовлення ГГЗ з заданим профілем розширюють технологічні можливості обкатних верстатів і збільшують коефіцієнт їх завантаження.



Рис. 1. Конічні зубчасті формоутворюючі інструменти

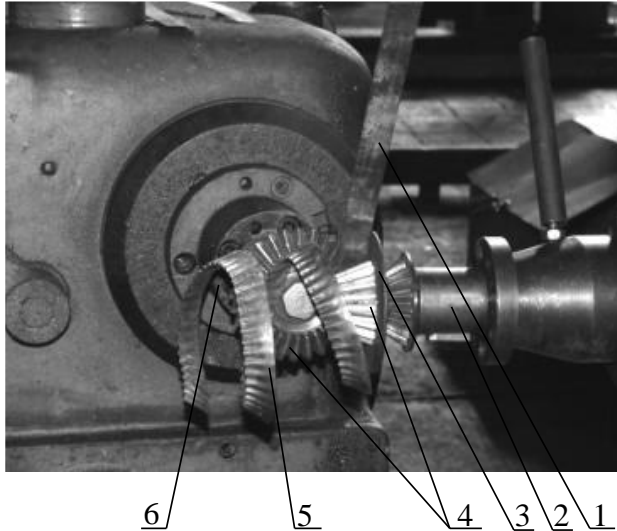


Рис. 2. Формоутворення ГГЗ парою ортогональних формувальних інструментів ($\alpha=90^\circ$) на обкатному верстаті: 1 – смуга; 2 – ведучий шпиндель; 3 – упорне кільце; 4 – пара конічних зубчастих коліс; 5 – гвинтова гофрована заготовка; 6 – ведений шпиндель

Першою технологічною операцією 005 технологічного процесу виготовлення ГГЗ із заданим профілем гофр є розкрій матеріалу (рис. 3). Базовою поверхнею є один із країв листа.

У процесі операції за біркою перевіряли марку матеріалу, товщину листа, різали лист на смуги розмірами B , L . Контролювали розміри за допомогою штангенциркуля ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-88 і рулетки ОПК2-ЗАНТ/10 ГОСТ 7502-80.

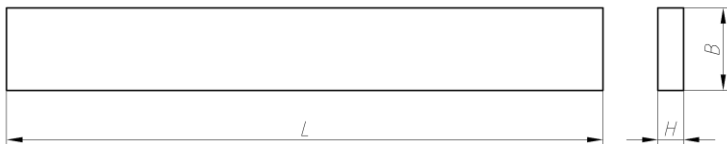


Рис. 3. Заготовка для виготовлення ГГЗ

Наступною технологічною операцією 010 є обкатування заготовки неортогональними конічними зубчастими формувальними інструментами на обкатному верстаті 5K725 (рис. 4). Базові поверхні: упор 3.

У ході операції заправляли смугу 4 між зубчасті формувальні інструменти 2 і 5 з прокручуванням вручну на 2-3 зуби, включали обертання ведучого шпинделя 1 і прокатували спіральну гофровану гвинтову заготовку 4 попередньо при $n=40$ об/хв. Знімали заготовку з оправи, перевіряли параметри гофр за внутрішнім діаметром гвинтової гофрованої заготовки. Контроль розмірів здійснювали за допомогою штангенциркуля ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-88.

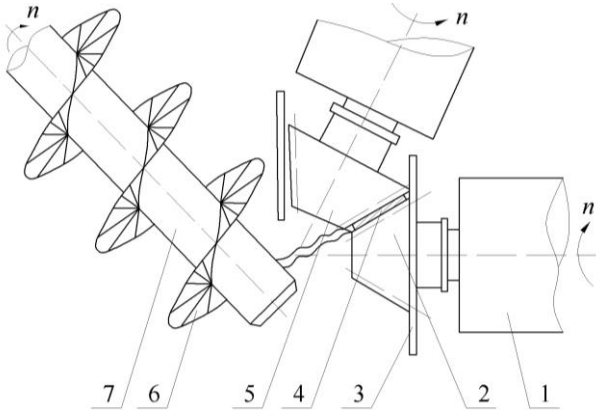


Рис. 4. Схема формоутворення ГЗ парою неортогональних кінцевих зубчастих інструментів на обкатаному верстаті 5A725

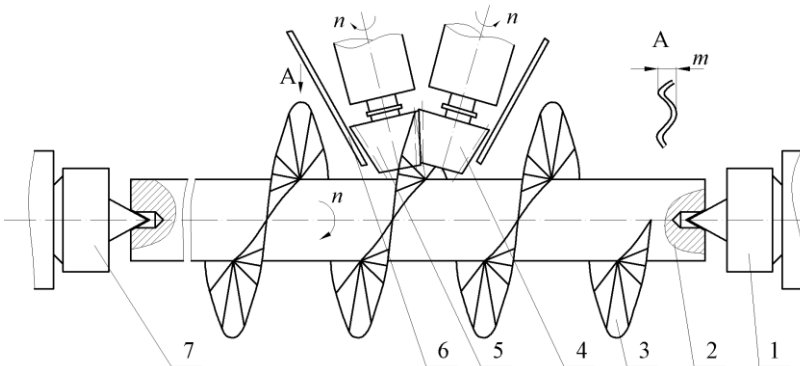


Рис. 5. Схема калібрування ГЗ парою неортогональних кінцевих зубчастих інструментів

Наступна технологічна операція 015 - калібрування гофр неортогональними конічними зубчатими формувальними інструментами на спеціальному верстаті (рис. 5). Базові поверхні: центруючі отвори і торці вала 2.

У ході операції встановлювали гвинтову гофровану заготовку 3 на оправу 2, а оправу в обертові центри 1 і 7 верстату, заправляли гвинтову заготовку між зубчату пару 4 і 5 ручним прокручуванням більшого із шпинделів і калібрували ребристий профіль, дотримуючись перпендикулярності бокової поверхні гвинтової гофрованої заготовки з контролем параметра m за зовнішнім діаметром ГГЗ при швидкості обертання оправы $n=40$ об/хв. Виключали верстат після калібрування всієї заготовки (заготовка повинна перейти на ліву сторону оправы). Внутрішній діаметр гвинтової гофрованої заготовки повинен бути більшим за діаметр оправы на 2-4 мм. Контроль розмірів здійснювали за допомогою штангенциркуля ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-88.

Наступною технологічною операцією 020 є калібрування ГГЗ на крок. Виконували на верстаті 1М63 (модернізованому) (рис. 6). Базові поверхні: зовнішній діаметр і торець лівої шийки та центруючий отвір правої шийки.

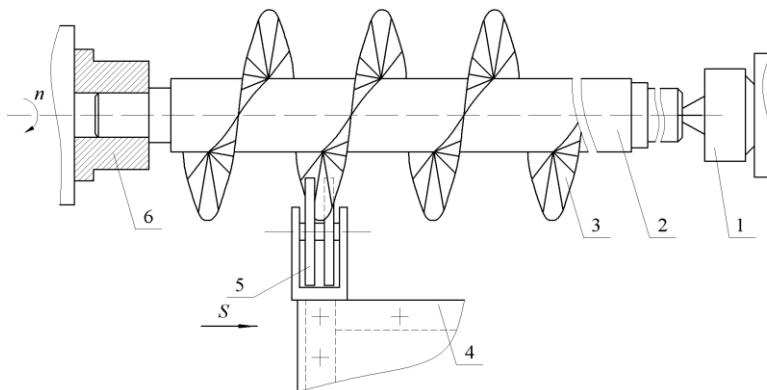


Рис. 6. Схема калібрування ГГЗ на крок

У ході операції встановлювали гвинтову гофровану заготовку 3 на вал 2 шнека, закріплювали лівий кінець вала шнека з гвинтовою гофрованою заготовкою у кулачковому патроні верстату 6 з підгіском обертовим центром задньої бабки 1, підводили калібруючий ролик 5, встановлений на супорті верстату 4 і приварювали гвинтову гофровану заготовку у початковій точці до вала 2 шнека. Після чого включали

одночасно оберти шпинделя і подачу супорта (передбачено модернізацією верстату). Подача супорта 4 повинна відповідати кроку шнека. Приварювали гвинтову гофровану заготовку до вала шнека у процесі обертання вала з однієї сторони. Відводили ролик 5. Приварювали гвинтову гофровану заготовку до вала шнека з іншої сторони. Знімали шнек і встановлювали в тару. Контроль розмірів здійснювали за допомогою штангенциркуля ШЩ-III-400-0,1 ГОСТ 166-88.

Наступною технологічною операцією 025 є калібрування ГГЗ по довжині (рис. 7).

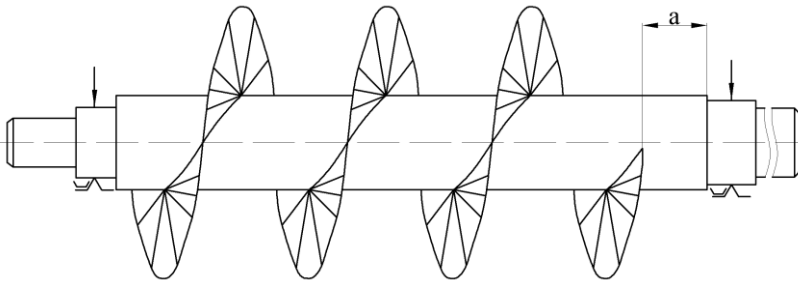


Рис. 7. Схема калібрування ГГЗ по довжині

Встановлювали шнек на підставку, закріплювали, відрізули технологічний залишок спіралі, зачищали заусенці після зрізу.

У крупносерійному і масовому виробництві для контрольних операцій використовують багатомірні індикаторні контрольні пристрої.

Висновки. На основі проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблений технологічний процес виготовлення ГГЗ із заданим профілем розширює технологічні можливості обкатних верстатів і збільшує коефіцієнт їх завантаження. Спроектовано та виготовлено 5 пар ортогональних і неортогональних зубчастих формуючих інструментів із зовнішніми діаметрами 100-350 мм, кількістю зубів 17-28, кутом нахилу зубів 30-60°, які забезпечують виготовлення ГГЗ із кутом нахилу стрічки до осі спіралі 30-60°, для калібрування – 90°. Проведено дослідження впливу параметрів інструментів на конструктивні параметри ГГЗ. Швидкість навивання становила 10-20 м/с.

2. Спроектовано технологічне оснащення, формуючі та вимірювальні інструменти для виготовлення ГГЗ, яке відпрацьовано на технологічність за критерієм мінімізації енерговитрат і матеріаломісткості,

концентрації операцій. Його можна використовувати для створення нових технологічних процесів виготовлення ГТЗ.

Література

1. Гевко Б.М. Технологія виготовлення спіралей шнеков. - Львов.:Вища школа, 1986. – 128 с.

2. Гевко Б.М., Пилипець М.И., Рогатынский Р.М. Приспособлення для навивки спіралей шнеков, // *Машиностроитель*, 1986. - №8. - С. 15-16.

3. Гевко Б.М., Пилипець М.И., Данильченко Л.М. Технологія виготовлення спіралей шнеків // *Збірник наукових праць Національного аграрного університету, „Механізація сільськогосподарського виробництва”*. Т.IV.- К.: Вид-во НАУ, 1998. – С. 237-238.

4. Драган А.П. Виготовлення гвинтових гофрованих заготовок на універсальному контрольно-обкатному верстаті 5А725 // *Збірник наукових праць „Процеси механічної обробки в машинобудуванні”*. Вип.4. – Житомир: Ред. -вид. відділ ЖДТУ, 2006. — С.63-69.

УДК 621.87

І.Б. Гевко, к.т.н., О.А. Колесник

Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРґАНІВ ЯМОКОПАЧА

Наведено опис конструкції і принцип роботи гвинтового ямокопача. В результаті експериментальних досліджень уточнені конструктивні і технологічні параметри з наданням рекомендацій виробництву.

Постановка проблеми. Для забезпечення малої механізації в сільськогосподарському виробництві використовують ямокопачі для копання ям при садінні дерев і кущів, плодів, опор лінії електропередач, лінії зв'язку, в тепличному господарстві та інше. Основним робочим органом ямокопача є гвинтовий бур з підкопуючим леміхом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Робота виконується згідно з постановою Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування та забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою” на 2003-2007 роки. Питаннями роботи ямокопачів присвячені роботи

багатьох вчених [1, 2, 3], однак ціла низка питань залишилися невирішеними.

Мета досліджень. Метою даної роботи є обґрунтування параметрів гвинтових робочих органів ямокопачів з виведенням аналітичних залежностей для визначення конструктивних, технологічних і силових параметрів.

Результати досліджень. Гвинтовий ямокопач (рис. 1) виконано у вигляді рами 1, яка з чотирьох кутів жорстко закріплена до вертикальних стійок 2, нижні основи 3 яких взаємодіють з ґрунтом 4, в якому необхідно викопувати ямки певних діаметрів і глибини. Довжина вертикальних стійок 2 є рівною довжині направляючого циліндричного кожуха 5, в якому встановлено гвинт 6 з можливістю кругового й осьового переміщення. До нижньої частини циліндричного кожуха жорстко закріплений конусний козирок 7 верхнім меншим діаметром. Причому, висота конусного козирка є меншою довжини циліндричного кожуха.

Він служить для відведення ґрунту від ями, щоб запобігти засипанню. Верхня частина циліндричного кожуха 5 з конусним козирком 7 жорстко закріплена по периметру до горизонтальних перемичок 8, які в свою чергу жорстко закріплені до квадратної рами 1.

Крім цього, до квадратної рами 1 з двох протилежних сторін жорстко прикріплені піднімальні елементи 9. До кожної з вертикальних стійок 2 зверху жорстко прикріплені вертикальні направляючі 10 довжиною рівною або більшою довжині гвинта 6. Зверху ці вертикальні направляючі між собою жорстко з'єднані аналогічно до нижньої квадратної рамкою 11, знизу до якої жорстко приєднані, наприклад, чотири пружини 12. До них знизу під'єднана направляюча квадратна підставка 13 горизонтального розміщення, яка своїми чотирма отворами 14, які розміщені по периферії 4-х кутів, взаємодіє з вертикальними циліндричними направляючими 10 з можливістю осьового переміщення.

До квадратної підставки 13 горизонтального розміщення знизу жорстко прикріплено двигун 15 для приводу гвинта 6. Знизу вал двигуна жорстко з'єднаний з верхнім кінцем гвинта відомим способом. Причому з двох сторін двигуна жорстко закріплені захвати 9 з протилежних сторін від захватів 9 квадратної рамки 1.

Робота гвинтового ямокопача здійснюється таким чином. Один або два робітники здійснюють установку ямокопача за допомогою захватів 9 в місці копання ями. Цю операцію можна робити і механізованим способом. При цьому гвинт 6 піднімають у верхне

крайнє положення за допомогою верхніх захватів 9.

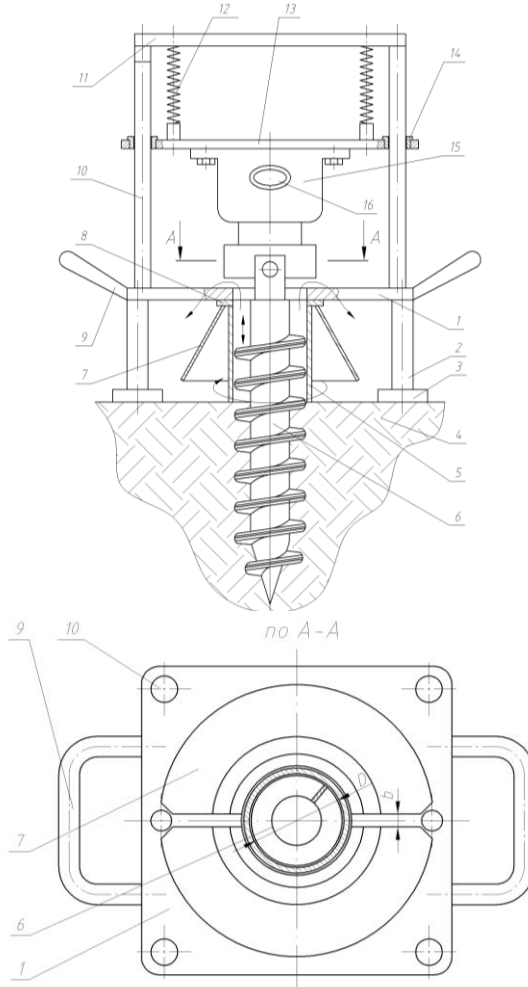


Рис. 1. Конструктивно-компонувальна схема гвинтового ямокопача:
 1 – рама; 2 – стійка; 3 – основа; 4 – ґрунт; 5 – кожух; 6 – гвинт;
 7 – конусний козирок; 8 – горизонтальна перемичка;
 9 – піднімальні елементи; 10 – вертикальні направляючі;
 11 – квадратна рамка; 12 – пружина; 13 – квадратна підставка;
 14 – отвір; 15 – двигун; 16 – верхній захват; 17 – ролик
 запобіжна муфта

Після цього вмикається двигун 15 (або електродвигун) і за допомогою верхніх захватів гвинт 6 переміщують вертикально вниз і тим самим здійснюють копання ями. Грунт, який виноситься на зовні по козирку 7, сходить вниз і не засипає ями. Після завершення копання ями ямокопач переставляють на інше місце.

У разі необхідності ямокопач можна встановити на відомі транспортні засоби і за їх допомогою переміщати на робочі місця.

До переваг ямокопача відноситься велика продуктивність праці при високій якості виконання операцій копання ям.

Технічна характеристика ямокопача:

1. Потужність ел.двигуна – 1 кВт;
2. Частота обертання бура – 1...20 об/с;
3. Діаметр бура – до 200 мм;
4. Маса – 80 кг;
5. Продуктивність до 30 ям/год;
6. Глибина ями – 1000мм;
7. Обслуговування – 2 чол;
8. Габаритні розміри – 600x800x1400 мм.

Зі збільшенням значення кута нахилу α гвинта 6 посилюється відкидання ґрунту, тому менше його значення відповідає меншому діаметру бура.

Важливим фактором ямокопача є його продуктивність, яка є функцією від кутової швидкості, з другого боку при великій кутовій швидкості здійснюється велике розкидання землі і швидкий підйом ґрунту вверх по шнекові.

Продуктивність ямокопача за час змінної роботи визначається за формулою

$$Q = \frac{3000K}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}, \quad (1)$$

де K – коефіцієнт використання робочого часу зміни; t_1 – час викопування однієї ями; t_2 – допоміжний час на обслуговування ямокопача і переміщення на нове місце роботи; t_3 – час на виведення бура з ями; t_4 – перерви на фізичні потреби працюючих.

Вертикальна швидкість переміщення ґрунту вверх в процесі роботи бура можна визначити з залежності [1]:

$$V_z = \frac{D_0 \cdot \omega \cdot tg \cdot \alpha}{4 \cdot K_3} \left[K_1 \cdot K_2 - \sqrt{K_1^2 \cdot K_2^2 - 4 \cdot K_3 \left[K_1 ctg(\alpha + \varphi) - \frac{K_4}{f_2} \right]} \right], \quad (2)$$

де K_1, K_2, K_3, K_4 – коефіцієнти, які враховують властивості ґрунту й умови робочого органа ямокопача; D_0 – діаметр ями, мм; α – кут підйому гвинтової лінії; φ – кут тертя; f_2 – коефіцієнт тертя.

Момент затрачений на транспортування ґрунту по поверхні

$$M_{mp} = b \cdot tg \mu \cos \delta \left[r_0^3 (3r_0 - 4r_2) + r_2^3 \right], \quad (3)$$

де r_2 – внутрішній радіус потоку ґрунту; b – коефіцієнт; μ – кут між дотичною до поверхні потоку і горизонтальною площиною в точці r_0 .

Висновки.

1. Величину кута підйому гвинтової лінії гвинта ямокопача для викопування ям діаметром 100 мм і глибиною 600 мм доцільно вибирати в межах 12...28°.

2. Швидкість вертикальної подачі на один оборот доцільно вибирати в межах 10-80 мм/об при швидкості обертання бура 1-20 об/с, причому при роботі з перешкодами – камені, коріння дерев та інше, а також на щільному ґрунті, ціліні подачі повинні бути мінімальними.

Література

1. Цимерман М.З. Рабочие органы почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 294 с.
2. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И. и др. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 567 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.І. Пилипець

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЛЬОНОБРАЛЬНИХ АПАРАТІВ З ПОПЕРЕЧНИМИ РІВЧАКАМИ

У статті проведений огляд існуючих конструкцій бральних апаратів льонозбиральної техніки та представлено нове конструктивне рішення льонобрального апарату з поперечними рівчачками.

Процес збирання льону–довгунця містить декілька послідовних операцій, які виконуються із застосуванням механізованих агрегатів. Відомо три способи збирання льону. Який би спосіб не використовувався у господарствах, операція брання здійснюється за допомогою бральних апаратів, у функції яких входить вибирання льону з ґрунту та забезпечення транспортування його до наступного робочого органу машини або розстилання на полі.

Використовуються бральні апарати різного конструктивного виконання (рис. 1, 2, 3, 4). В більшості конструкцій головними робочими органами є нескінчений пас, бральні шківів та ролики.

Класифікують бральні апарати залежно від:

- 1) конфігурації бральних рівчаків – прямолінійні (рис. 1, в), та криволінійні (рис. 1, а, б, г);
- 2) встановлених конструктивних елементів – стрічково–дискові (1, г) та стрічково–роликові (рис. 1, а, б, в);
- 3) напрямку бральних рівчаків – поздовжні (рис. 1, в) та поперечні (рис. 1, б);
- 4) способу кріплення до машини – фронтальні (рис. 2) та бокові (рис. 3).

Як видно з рис. 1, льонобральні апарати з поздовжніми рівчачками мають два паси та більшу порівнянно з поперечними кількість обертових частин. У цих бральних апаратах є також транспортер, який збирає висмикнуті стебла і виводить їх з бральних рівчаків. У апаратах, де стебла беруться у поперечній площині, такі транспортери відсутні. Стебла, вибрані з ґрунту, переміщуються у поперечному напрямку до розстилочного устаткування.

Бральні апарати, обладнані подільниками 1 (рис. 1), у функцію яких входить розділення стеблостою льону на окремі смуги та підвід стебел у бральні рівчачки.

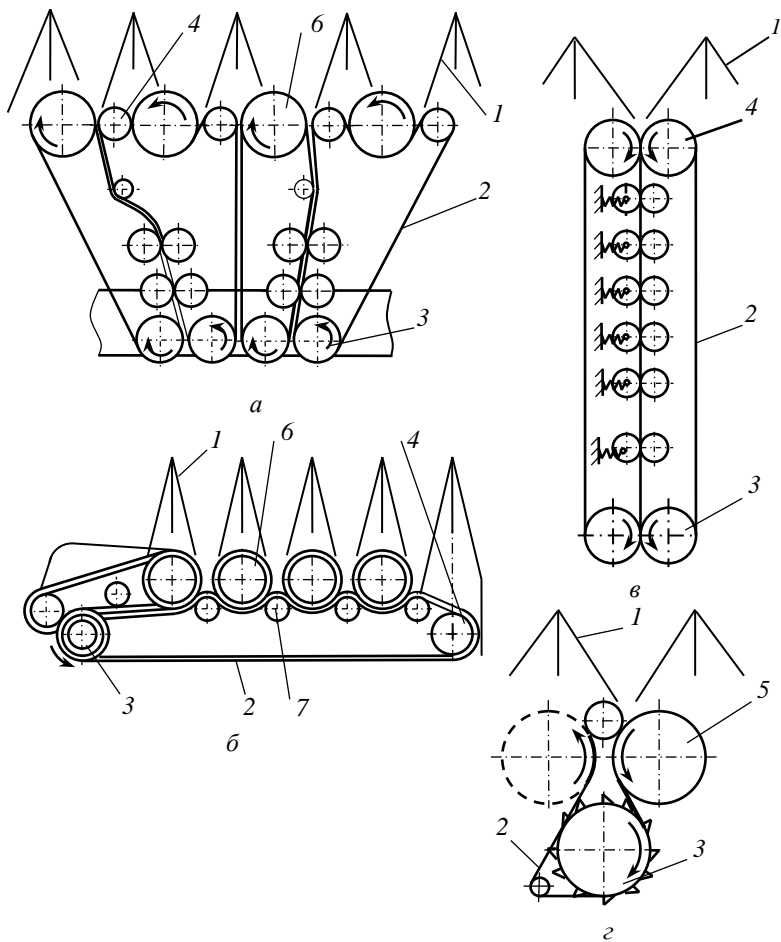


Рис. 1. Схеми бральних апаратів і секцій: а – комбінований апарат; б – апарат ТЛН– 1,5; в – секція апарата ЛТ–7; г – секція апарата «Ceres»: 1 – подільники; 2 – бральний пас; 3 – шківні ведучі; 4 – шківні ведені; 5 – диски; 6 – бральні шківні; 7 – бральні ролики



Рис. 2. Фронтальна самохідна льнобралка ЛТС–1.65



Рис. 3. Льнокомбайн з боковим розташуванням брального апарату

Не зважаючи на велику кількість існуючих конструкцій бральних апаратів, продовжуються пошуки нових технічних рішень.

Нами був розроблений однопасовий льнобральний апарат із поперечними рівчачками (рис. 4) (патент на корисну модель №20306. Бюл. №1, 2007р.) [4] з метою спрощення конструкції апарату.

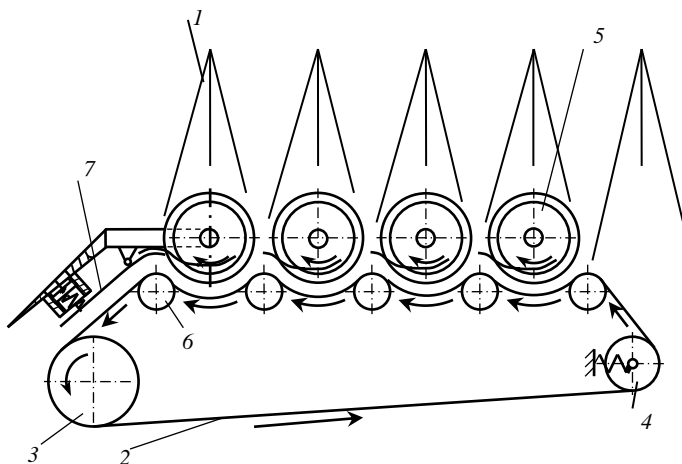


Рис. 4. Однопасовий льнобральний апарат 1 – подільники; 2 – пас; 3 – шків ведучий; 4 – направляючий ролик; 5 – бральні шківви; 6 – бральні ролики; 7 – вивідний пруток

У запропонованому бральному апараті нескінченний пас 2 охоплює всі бральні шківви та бральні ролики. Вивідний пруток закріплений на кронштейні, встановленому на осі крайнього лівого брального шківви, з можливістю зміни відстані між бральним пасом і вивідним прутком шляхом регулювання сили притискання пружини [5].

Конструкція однопасового брального апарату дозволить забезпечити кращий підвід стебел у рівчаки за рахунок встановлення подовжених лівих прутків подільників.

Крім того, заміна вивідного транспортера, який є у базовій моделі ТЛН-1,5 на вивідний пруток значно спрощує та полегшує конструкцію апарату, забезпечує покращення якості брання стебел та підвищення надійності його роботи.

Література

1. Льноуборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н.Бухарин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Быков Н.Н., Луценко Р.М., Смирнов В.И. Справочник механизатора-льновода. – М.: Россельхозиздат, 1981. – 238 с.
3. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчета льноуборочных машин. – М.: Машгиз, 1963. – 151 с.

4. Хайліс Г.А., Налобіна О.О., Герасимчук О.П. Однопасовий льонобральний апарат. Патент № 20346, заявл. 28.07.2006., опубл. 15.01.2007. Бюл. №1, 2007 р.

5. Герасимчук О.П. До питань оптимізації параметрів пружини однопасового льонобрального апарату // Наукові нотатки. Міжвуз. зб. (за напрямком «Інженерна механіка»). Вип. 19. – Луцьк: ЛДТУ, 2007. – С. 28–32.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.315.3

О.В. Голій, к.т.н., Л.В. Сичук, к.т.н.
Волинський інститут АПВ
Н.В. Багнюк, к.т.н., І.М. Дударєв
Луцький державний технічний університет

УДОСКОНАЛЕННЯ БОРОНИ ДЛЯ СУЦІЛЬНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ НА СХОДАХ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Досліджена передумова механічної вибіркості видалення сходів рослин. Встановлено, що застосування пружинного робочого органу при суцільному обробітку ґрунту на сходах цукрових буряків дає можливість максимально знищувати сходи бур'янів при мінімальному видаленні сходів культурних рослин. Запропоновано знаряддя для суцільного обробітку ґрунту на сходах цукрових буряків.

Постановка проблеми. Технологія догляду за посівами цукрових буряків передбачає досходове та післясходове суцільне розпушування ґрунту. Такий захід особливо цінний тим, що розпушується ґрунт безпосередньо біля сходів буряків, завдяки чому поліпшується його водно-повітряний режим, попереджується захворювання рослин коренеїдом, знищується бур'ян в рядках буряків та захисних зонах. Безумовно, що при цій операції відбувається певне видалення сходів культурних рослин [1 – 4].

Аналіз останніх досліджень у публікацій свідчать про те, що є багато борін для зникнення бур'янів [1 – 4], але в їх конструкцію не закладено принципу механічної вибіркості сходів рослин, що на сьогодні дуже необхідно.

Мета досліджень полягає в удосконаленні знаряддя для обробітку посівів буряків та інших сільськогосподарських культур,

щоб забезпечити мінімальне пошкодження сходів культурних рослин, при максимальному знищенні сходів бур'янів [2].

Результати досліджень. Борона пружинна універсальна (рис. 1) розроблена співробітниками лабораторії механізації с.-г. виробництва та цукрових буряків Волинського інституту АПВ. Головною відмінністю удосконаленої борони є використання в її конструкції зубів, які становлять собою пружинні стержні круглого перерізу, виготовлені із Ст 60 С₂. Верхній кінець зуба завитий у пружину (рис. 2). Вона складається з двох поздовжніх та п'яти поперечних кутиків, які жорстко з'єднані між собою, і пристосування для приєднання борони до зчіпки, яке забезпечує часткове регулювання кута атаки зубів. На поперечних кутниках встановлені спарені по два пружинні зуби (табл. 1).

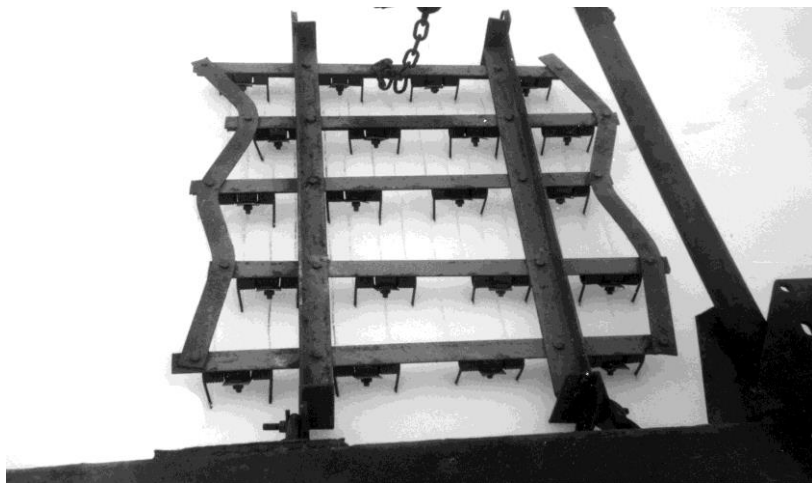


Рис. 1. Борона пружинна універсальна БПУ- 0,8

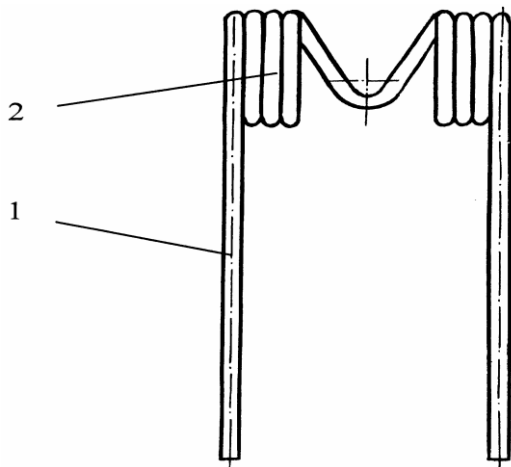


Рис. 2. Пружинний зуб: 1 – зуб, 2 – пружина

Таблиця 1. Технічна характеристика борін з жорсткими і пружинними зубами

Назва показників	Борона з жорсткими зубами ЗОР-0,7	Борона з пружинними зубами БПУ-0,8
Ширина захвату, м.	0,7	0,8
Кількість зубів на бороні, шт.	20	40
Відстань між сусідніми зубами, мм.	140	100
Відстань між слідами сусідніх зубів, мм	50	20
Маса борони, яка припадає на 1 зуб, кг.	0,55	0,45

Пружинна борона призначена для передпосівного обробітку ґрунту, боронування до сходів і після сходів цукрових бур'яків та інших сільськогосподарських культур.

Ефективність використання пружинної борони при обробітку сходів цукрових бур'яків залежить від правильної її експлуатації і строків обробітку, бо лише тоді забезпечується мінімальне видалення культурних рослин при максимальному знищенні сходів бур'янів. Для оцінки якості роботи борони співробітниками Волинського інституту

АПВ запропоновано ввести коефіцієнт механічної вибірковості видалення сходів рослин K_m . Він становить відношення кількості знищених сходів бур'янів K_b до кількості видалених сходів буряків K_p [2, 3].

$$K_m = \frac{K_b}{K_p},$$

де K_b – кількість знищених сходів бур'янів;

K_p – кількість видалених сходів буряків

Робота з удосконалення борін спрямована на збільшення коефіцієнта механічної вибірковості (табл. 2).

Пружинна борона порівняно з райборінкою забезпечує збільшення коефіцієнта механічної вибірковості K_m у 3,4...4 рази. Збільшення швидкості руху боронувального агрегату до 7 км/год істотно погіршує якість роботи пружинних борін, тому швидкість руху агрегату не повинна перевищувати 5 км/год.

Таблиця 2. Результати ефективності застосування пружинних борін порівняно з бороною з жорсткими зубами.

Знаряддя	При швидкості руху агрегату, 5 км/год			При швидкості руху агрегату, 7 км/год		
	Видалено сходів буряків, %	Знищено сходів бур'янів, %	Коеф. мех. вибірковості, K_m	Видалено сходів буряків, %	Знищено сходів бур'янів, %	Коефіцієнт мех. вибірковості, K_m
Райборінка ЗОР-0,7	18,0	67,1	3,73	27,1	80,5	2,9
Борона пружинна БПУ-0,8	5,5	82,5	15	8	88,3	10,03

Виробничі випробування підтвердили високу ефективність пружинних борін.

Отже, в результаті досліджень і виробничих випробувань встановлено, що перспективним знаряддям для раннього догляду за сходами рослин, зокрема цукрових буряків, є борона з пружинними зубами, коефіцієнт механічної вибірковості є рівний 15. Однак існують способи, застосування яких дасть можливість підняти K_m до 20. Розробкою і впровадженням таких способів займаються сьогодні співробітники лабораторії механізації с.-г. виробництва та цукрових буряків Волинського інституту АПВ УААН.

Висновки. Суцільний обробіток ґрунту на сходах цукрових буряків з мінімальним видаленням культурних рослин можливий із застосуванням агрегату, робочим органом якого є пружинний зуб.

Встановлено, що швидкість боронувального агрегату не повинна перевищувати 5 км/год.

Література

1. Хелемендик М.М., Петренко С.В., Дмитрук В.П. Цукрові буряки на заході України: Монографія. – Луцьк: Надстир'я, 2001. – 100 с.
2. Хелемендик М.М. Розпізнавання рослин та їх селекція щодо бур'янів – механічним методом // Пропозиція. – 2001. – № 11. С. 100-101.
3. Хелемендик М.М. Про концепцію нового знаряддя для обробітку сходів // Механізація сільськогосподарського виробництва: Збірник наукових праць НАУ. Том.ІІІ. – Київ: НАУ, 1997. – С. 4-6.
4. Шевченко І.А. Обґрунтування технології та технічних засобів для обробітку ґрунтів на базі їх агротехнічних показників: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11./ НАУ. – Київ, 2002. – 37 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 635.0

Г.А. Голуб, д.т.н., О.М. Гайденко
Національний науковий центр “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” УААН

АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ ПОРШНЯ ІЗ СУБСТРАТОМ ПІД ЧАС ЙОГО ПОПЕРЕДНЬОГО УЩІЛЬНЕННЯ

Наведено результати досліджень із визначення фізико-механічних властивостей пастеризованого субстрату та параметрів поршневого ущільнювача.

Постановка проблеми. Рівномірний розподіл посівного міцелію в субстраті при вирощуванні грибів гливи звичайної досягається завдяки розпушуванню субстрату. Перед подачею субстрату до культивацийних приміщень його ущільнюють у відповідності до технологічних вимог та пакують в мішки. При місткості культивацийних приміщень 20 т і менше застосовуються, як

правило, поршневі ущільнювачі субстрату. Однак для них не визначені їх параметри з урахуванням пружних властивостей соломистого субстрату, які протидіють його ущільненню, що обмежує можливості розрахунку параметрів обладнання на етапі виконання дослідно-конструкторських робіт.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Огляд технічних засобів для механізованого виробництва субстрату з урахуванням особливостей росту грибів гливи звичайної [1] показав, що ущільнення субстрату повинно поєднуватися із пакуванням у мішки діаметром 20 – 40 см та висотою 60 – 80 см. Найбільш доцільним, для виконання даних технологічних умов, може бути застосування ущільнювачів з поршневими типом робочими органами. Ефективність процесу ущільнення значною мірою залежить від фізико-механічних властивостей ущільнювальних матеріалів. Оскільки ущільнювальна маса може в своєму складі містити декілька компонентів, з різною за природою походженням та фізико-механічними властивостями, на процес ущільнення мають суттєвий вплив пружні, в'язкі та фракційні властивості складових компонентів ущільнювального матеріалу [2].

Загальновідомо, що фізико-механічні властивості ущільнювальних матеріалів залежать від вологості, фракційного складу, вмісту та виду складових компонентів, що пояснює складність їх врахування в аналітичних залежностях [3, 4]. Перелічені параметри визначають кінцевий стан ущільненого субстрату, який повинен відповідати показникам якості згідно з технологічним регламентом і для досягнення яких необхідно встановити раціональні конструктивні параметри ущільнювача при мінімальній енергоємності процесу ущільнення.

Мета дослідження – визначити залежність зовнішнього тиску при ущільненні субстрату для вирощування гливи звичайної та його пружних властивостей від початкової щільності на етапі попереднього ущільнення.

Результати дослідження. Ущільнення пастеризованого субстрату для вирощування гливи звичайної при пакуванні в мішки проходить у три стадії:

- ущільнення субстрату в камері попереднього ущільнення;
- стиснення та рух ущільненого субстрату в камері заключного ущільнення;
- вивантаження ущільненого субстрату з одночасним пакуванням у мішок.

Під час попереднього ущільнення дія зовнішнього тиску (рис. 1) спричиняє внутрішні напруження в субстраті та силу тертя, що

протидіє переміщенню субстрату, а також є причиною зменшення тиску в субстраті в напрямку ущільнення. Вважаючи, що щільність субстрату залежить тільки від величини переміщення поршня, для процесу ущільнення у вертикальній камері диференційне рівняння розподілу тиску по висоті субстрату можна записати в наступному вигляді:

$$\left(p_h - \frac{m_h g}{A}\right) A = \left(p_h - \frac{m_h g}{A} - dp_h\right) A - \left(p_h - \frac{m_h g}{A}\right) \mu f l dh - g dm_h, \quad (1)$$

де p_h – тиск в субстраті залежно від відстані до поршня, Па;
 m_h – маса субстрату над поршнем залежно від відстані до нього, кг;
 g – прискорення вільного падіння, м/с²; dh – висота елементарного шару субстрату, м; A – площа поверхні поршня, м²; μ – коефіцієнт бокового тиску, відносних од.; f – коефіцієнт тертя субстрату по боковій стінці камери ущільнення, відносних од.; l – периметр камери ущільнення, м; dm_h – маса елементарного шару субстрату, кг.

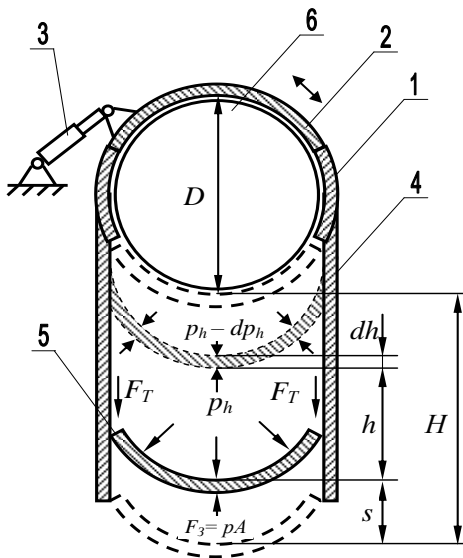


Рис. 1. Схема до аналізу розподілу сил, які діють на субстрат в камері попереднього ущільнення: 1 – камера основного ущільнення; 2 – люк для завантаження субстрату; 3 – гідроциліндр; 4 – камера попереднього ущільнення субстрату; 5 – поршень камери попереднього ущільнення субстрату; 6 – поршень камери основного ущільнення субстрату

Підставивши значення:

$$dm_h = \gamma_h dV_h = \gamma_h Adh;$$

$$m_h = \gamma_{hcp} V_h = \gamma_{hcp} Ah,$$

де γ_h – щільність субстрату в елементарному шарі субстрату, кг/м³;

dV_h – об'єм елементарного шару субстрату, м³;

V_h – об'єм шару субстрату над поршнем в залежності від відстані до нього, м³;

γ_{hcp} – середнє значення щільності субстрату над поршнем, кг/м³;

h – поточне значення відстані від поршня до шару субстрату, м.

Одержимо:

$$dp_h = -p_h \mu f \frac{l}{A} dh + \gamma h_{cp} g h \mu f \frac{l}{A} dh - \gamma_h g dh \quad (2)$$

Зробивши припущення, що щільність субстрату залежить тільки від переміщення поршня, тобто $\gamma h_{cp} = \gamma h$, отримаємо:

$$\frac{dp_h}{d_h} = -p_h \mu f \frac{l}{A} - \gamma_h g \left(1 - \mu f \frac{l}{A} h \right). \quad (3)$$

Розв'язуючи отримане диференційне рівня методом підстановки [5], одержимо:

$$p_h = \left(-\gamma_h g h + C \right) \exp \left(-\mu f \frac{l}{A} h \right). \quad (4)$$

Врахувавши початкові умови, які означають, що при $h=H-s$ значення внутрішніх напружень над поршнем згідно з законом Гука, становлять:

$$p_h = \frac{E_C}{H + D_K} s - \gamma_0 g (H + D_K), \quad (5)$$

де E_C – модуль пружності субстрату, Па; s – величина переміщення поршня, м; H – початкова висота шару субстрату над поршнем, м; D_K – діаметр камери основного ущільнення, м; γ_0 – початкова щільність субстрату, кг/м³,

одержимо:

$$\frac{E_C}{H + D_K} s - \gamma_0 g (H + D_K) = \left[-\gamma_h g (H - s) + C \right] \exp \left[-\mu f \frac{l}{A} (H - s) \right]. \quad (6)$$

Підставляючи значення:

$$\gamma_h = \gamma_0 \frac{H + D_K}{H + D_K - s},$$

$$\frac{E_c}{H + D_k} s - \gamma_0 g (H + D_k) = \left[-\gamma_0 g \frac{(H + D_k)(H - s)}{H + D_k - s} + C \right] \times \exp \left[-\mu f \frac{l}{A} (H - s) \right]. \quad (7)$$

Виходячи з початкових умов, постійна диференційного рівняння становитиме:

$$C = \left[\frac{E_c}{H + D_k} s - \gamma_0 g (H + D_k) \right] \exp \left[\mu f \frac{l}{A} (H - s) \right] + \gamma_0 g \frac{(H + D_k)(H - s)}{H + D_k - s}. \quad (8)$$

Тоді рішення диференційного рівняння матиме вигляд:

$$p_h = \left\{ \frac{E_c}{H + D_k} s \exp \left[\mu f \frac{l}{A} (H - s) \right] - \gamma_0 g (H + D_k) \right\} \times \left[\frac{h - H + s}{H + D_k - s} + \exp \left[\mu f \frac{l}{A} (H - s) \right] \right] \times \exp \left(-\mu f \frac{l}{A} h \right). \quad (9)$$

Тиск у кінцевому положенні поршня, при $h=0$ та $s=H$, буде становити:

$$p_{h_k} = \frac{E_c}{H + D_k} H - \gamma_0 g (H + D_k). \quad (10)$$

Відповідно, значення величини модуля пружності субстрату в кінцевому положенні поршня становитиме:

$$E_c = \left[p_{h_k} + \gamma_0 g (H + D_k) \right] \frac{H + D_k}{H}. \quad (11)$$

При зупинці поршня його переміщення та зовнішній тиск досягають максимального значення, а швидкість руху дорівнює нулю. Таким чином, максимальний тиск пакувального поршня камери попереднього ущільнення та тиск масла в гідросистемі визначаються фізико-механічними властивостями субстрату та його відносною деформацією.

Для визначення залежності модуля пружності від щільності субстрату було проведено експериментальні дослідження процесу попереднього ущільнення, які проводилися при відносній вологості субстрату, що перебувала в межах від 81 до 82 %. Фракційний склад субстрату за ознакою довжини складових елементів характеризувався

тим, що близько 39 % вмісту становили елементи соломи довжиною від 70 до 200 мм, 32 % – елементи довжиною понад 200 мм, решту вмісту субстрату складали елементи довжиною до 70 мм. За результатами проведених експериментальних досліджень отримано залежність модуля пружності від початкової щільності пастеризованого субстрату (рис. 2).

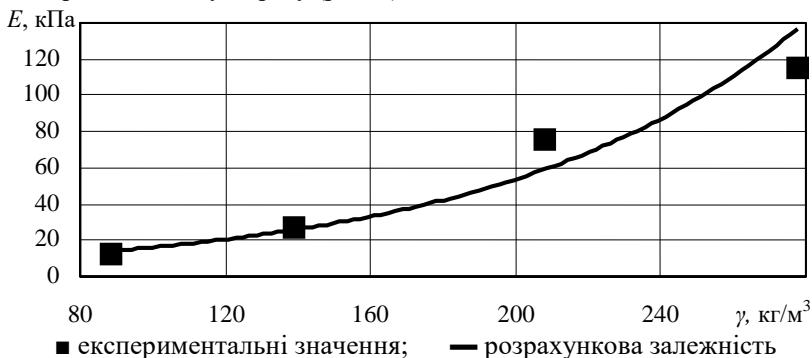


Рис. 2. Залежність модуля пружності E від початкової щільності субстрату γ

Апроксимація експериментальних даних дозволила отримати емпіричну залежність модуля пружності пастеризованого субстрату для вирощування гливи звичайної від початкової щільності субстрату у вигляді

$$E_c = 4,8 \exp(0,012\gamma_0), \quad (12)$$

яка має індекс детермінації з експериментальними даними не нижче 0,96.

Висновки. Розроблена модель попереднього ущільнення субстрату поршневым робочим органом дозволяє визначити тиск поршня, а відповідно і тиск масла в гідросистемі в залежності від конструктивних параметрів камери попереднього ущільнення та фізико-механічних властивостей субстрату на етапі виконання проектно-конструкторських робіт. Встановлено, що при початковій щільності субстрату в межах від 80 до 275 кг/м³, модуль пружності субстрату має експоненціальну залежність від початкової щільності субстрату та змінюється в межах від 12 до 115 кПа. Отримані залежності та конструктивно-технологічні параметри поршневого ущільнювача доцільно використовувати при розробці засобів механізації, що забезпечують виробництва субстрату для вирощування грибів гливи звичайної.

Література

1. Гайдено О.М. Особливості технічних засобів для ущільнення і пакування соломистих матеріалів // Вісник аграрної науки. – 2005. – № 11. – С. 76 – 79.
2. Бакарджиев Р.О. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы пресс-брикетировщика для утилизации растительных материалов: Дис. ... канд. техн. наук – Мелитополь, 1997. – 153 с.
3. Особов В.И., Васильев Г.К., Голяновский А.В. Машины и оборудование для уплотнения сено-соломистых материалов. – М.: Машиностроение, 1974. – 231 с.
4. Особов В.И. Машины для брикетирования растительных материалов. – М.: Машиностроение, 1971. – 187 с.
5. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1984. – 832 с.

УДК 631.365

В.В. Грабовець

Луцький державний технічний університет

КІНЕТИКА СУШІННЯ ЧАСТКОВО ВІДЖАТОГО САПРОПЕЛЮ

У статті представлені результати дослідження кінетики сушіння сапропелю після відділення вільної вологи механічним способом

Постановка проблеми. Невпинне зростання вартості паливно-енергетичних ресурсів гостро поставило питання щодо зниження енергетичних витрат у всіх галузях життєдіяльності людини, в тому числі і в аграрному секторі, де витрати енергоносіїв найбільш виразно впливають на собівартість продукції. Одним із найбільш енергоємних процесів у сільському господарстві є сушіння. Даний технологічний процес набуває особливого значення в умовах, коли необхідно зберегти окремі властивості зневоднюваного матеріалу.

Значною мірою це стосується природних матеріалів, що використовують у сільському господарстві і є гетерогенними системами, із складною неоднорідною структурою, частина з яких за своїми властивостями належить до колоїдних капілярно-пористих тіл. До них належить і сапропель.

Огляд останніх досліджень і публікацій. Основною причиною обмеженого застосування сапропелю у сільському

господарстві є недостатнє вивчення та низький рівень технічних розробок. Причиною такого явища стає також висока вологість, яка досягає 97% [1, 3]. Великий вміст води у сапропелі затрудняє його використання. Окрім того, найбільш енергоємним етапом обробки сапропелю є його зневоднення. Сьогодні використовують такі технологічні прийоми зневоднення: доведення сирого сапропелю у відстійниках до вологості 60%, згущення сапропелевої пульпи відцентровими апаратами, зневоднення сапропелю у пресах, хімічне зневоднення за допомогою коагулянтів. [1]. Перспективним напрямком зневоднення сапропелю є застосування відцентрових апаратів та пресів (гідравлічних, гвинтових, стрічкових). При зневодненні сапропелю такими способами окрім позитивного результату виникає ряд негативних факторів.

Конвективне зневоднення сапропелю несе великі затрати енергії і інтенсифікація цього процесу досягається дією високих температур [4], які потрібні для видалення з матеріалу різних форм вологи.

Мета дослідження. Враховуючи те, що сапропель є термочувливим матеріалом, необхідно ретельно вивчити питання вибору оптимального тепловологісного режиму сушіння з урахуванням гранично допустимих температур нагрівання матеріалу, його початкової вологості і тривалості процесу. Оптимальні режимні параметри сушіння повинні бути вибрані з урахуванням технологічних змін висушеного матеріалу упродовж процесу [2]. Конвективне сушіння матеріалів підвищеної вологості відрізняється великими затратами енергії на видалення вологи з матеріалу. Враховуючи вище наведене, було проведено експериментальні дослідження процесу кінетики сушіння сапропелю після механічного віджиму з метою інтенсифікації та економії процесу зневоднення.

Результати дослідження. Дослідження кінетики процесу сушіння здійснено на конвективній експериментальній установці (рис. 1) при температурі сушильного агента $t = 100\text{--}200^\circ\text{C}$, згідно з методикою [5]. Під час дослідів постійно контролювали зменшення маси за визначені проміжки часу (5 хв) і температуру матеріалу. За отриманими даними побудовано температурні криві $T = f(\tau)$, криві

сушіння $W = f(\tau)$ і швидкості сушіння $\frac{dw}{d\tau} = f(\tau)$.

Як об'єкти досліджень використали сапропель органічного типу, зневоднений механічним способом до абсолютної вологості 389,95%.

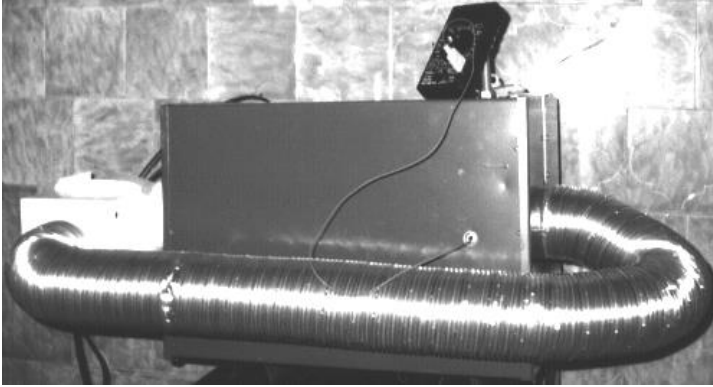


Рис. 1. Лабораторна установка для дослідження кінетики сушіння

На рис 2-4 представлено результати кінетики сушіння сапропелю природної вологості (індекс 1) та попередньо віджатого сапропелю (індекс 2). Оптимальні параметри сушіння та інтенсифікація процесу досягається комбінацією таких параметрів, як швидкість і температура сушильного агента. Аналіз результатів вказаних кривих на рис. 2-5 показує, що істотний вплив на тривалість процесу має температура сушильного агента. Підвищенням температури досягається інтенсифікація зневоднення, час теплового впливу зводиться до мінімуму. Однак у нашому випадку необхідно враховувати граничнодопустиму температуру матеріалу, що визначається його термостійкістю.

Експериментально підтверджено, що з підвищенням температури сушильного агента з 100°C до 150°C , 200°C тривалість процесу сушіння віджатого сапропелю скорочується в 1,5–2 рази. Аналіз кривих кінетики сушіння і температурних кривих показує, що збільшення температури теплоносія з 100 до 150°C приводить до зменшення тривалості процесу, але температура матеріалу при зневодненні після прогріву постійно зростає, тобто відсутній режим сушіння при сталій температурі. Якщо прийняти за допустиму температуру нагріву сапропелю $T=100^{\circ}\text{C}$, то при температурі сушильного агента $t=100^{\circ}\text{C}$ час перебування матеріалу у сушильній камері рівний 25 хв.

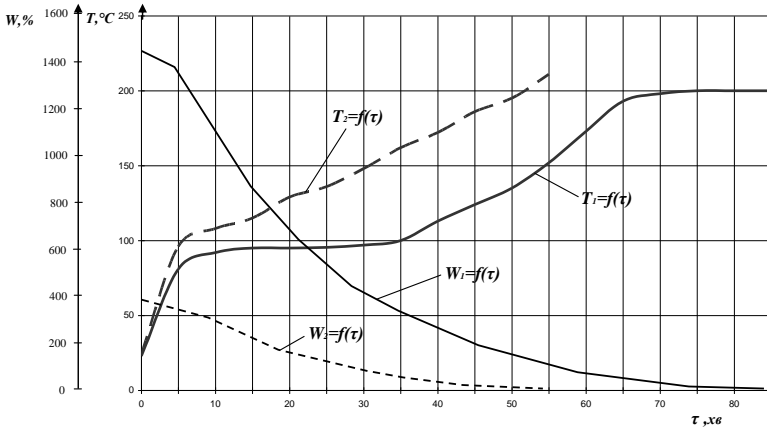


Рис. 4. Криві сушіння та температурні криві при температурі сушильного агента $t_{ca} = 200^{\circ}C$:

- - сапрорелю природної вологості;
- - - - - попередньо віджатого сапрорелю

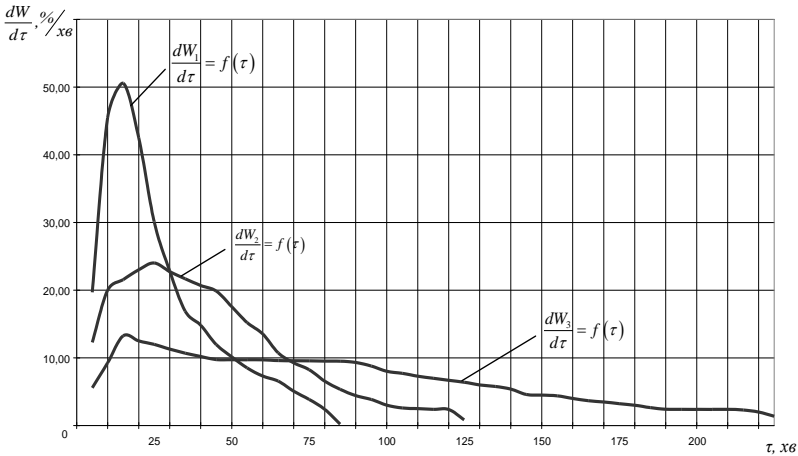


Рис. 5. Криві швидкості сушіння сапрорелю природної вологості

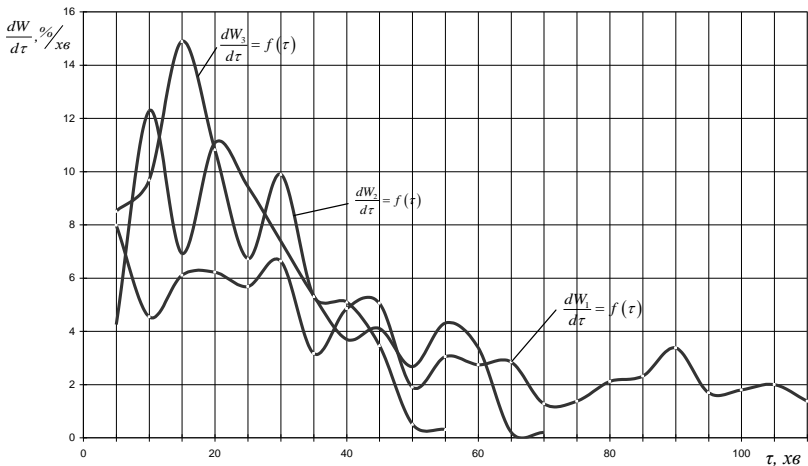


Рис. 6. Криві швидкості сушіння попередньо віджатого сапропелю

Порівняльний аналіз графічних залежностей показав, що сушіння попередньо зневодненого сапропелю у зазначених умовах проходить у періодах спадаючої швидкості сушіння. Отже, за результатами експериментальних досліджень встановлено й узагальнено закономірності кінетики сушіння попередньо віджатого сапропелю, на підставі яких можна запропонувати нову технологію зневоднення.

Висновки. Застосування попереднього віджиму сапропелю перед сушінням, забезпечує скорочення технологічного процесу в 1,5-2,0 при температурі сушильного агенту 100°C...200°C. Таким чином досягається підвищення ряду технологічних та економічних показників при підготовці сапропелевої сировини. Зокрема, зменшуються енерговитрати, знижується собівартість продукції на основі сапропелю.

Література

1. Бакшеев В.М. Сапропелевые месторождения Тюменской области. Монография. – Тюмень: Изд. «Вектор Бук», 2001. – 120 с
2. Лыков А.В. Теория сушки. – М.: Энергия, 1968. – 217 с.
3. Шевчук М.Й. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання: Монографія. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 384 с.

4. В.Ф. Дідух, І.Є. Цизь, В.В. Грабовець. Дослідження кінетики сушіння сапропелю. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 12. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛДТУ, – 2004. – С. 212.

5. Процессы и аппараты пищевых производств. Лабораторный практикум / Под ред. проф. А.С. Гинсбурга. – М.: Пищевая промышленность, 1964.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.873

В.Ф. Дідух, д.т.н., В.В. Куденчук
Луцький державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ УСАДКИ САПРОПЕЛЮ

У статті наведені результати дослідження усадки сапропелю, на базі яких отримано графічні залежності вмісту твердої фази у дослідному матеріалі від його вологості.

Постановка проблеми. Пошук нових способів покращення агро-механічних та екологічних властивостей ґрунту призвів до використання відносно нових видів органічних добрив, таких як торф, сапропель, сидерати та ін. Відомі вдалі спроби докорінного покращення легких ґрунтів внесенням великої дози торфу та сапропелю [2]. З погляду впливу на екологію навколишнього середовища дуже перспективним видом органічних добрив є сапропелі. Однак рентабельність використання сапропелю для покращення легких ґрунтів визначається віддаллю його транспортування від родовищ до місця внесення і дозою. Тому добутий сапропель доцільно використовувати для корінного поліпшення ґрунтів, розташованих поблизу родовищ. Рентабельне застосування сапропелевих добрив за значних відстаней транспортування можливе лише у випадку попередньої їх підготовки, що має на меті підвищення вмісту в добриві органічної частини відносно добутого об'єму сапропелю, а також шляхом підвищення ефективності дії внесених доз. Підготовка чистих сапропелевих добрив базується на підсушуванні добутого сапропелю до вологості 70...60% з метою збільшення у добриві вмісту твердої фази, а отже і діючої речовини, що забезпечує зростання ефективності використання техніки при розкидному способі внесення. Часто на практиці застосовують внесення малих доз

сапропелю, використовуючи його як кондиціонер ґрунту. Підвищення ефективності дії внесених доз сапропелевих добрив досягається їх локалізацією і додатковим внесенням макроелементів живлення рослин. Також сапропель широко використовується як основа органіно-мінеральних добрив.

Процеси, що проходять після внесення вологого сапропелю у ґрунт, а також при підготовці або виробництві органічних та органіно-мінеральних сапропелевих добрив супроводжуються зменшенням об'єму матеріалу – усадкою, внаслідок висихання колоїду. Наведена характеристика сапропелю може порізноmu впливати на продукти виробництва (добрива, рослини, ґрунт) шляхом утворення тріщин, защемлення матеріалів та ін. і тому вимагає всебічного дослідження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження з усадки різних матеріалів проводилися рядом науковців, серед яких можна виділити роботи Цитовича Н.А., Сергєєва Є.М., Денісова Н.Я., Вадоніної А.Ф., Корчагіної З.А.. Роботи спрямовані на визначення впливу усадки ґрунтів на будівельні конструкції та технології обробітку ґрунту [1,4,6]. У працях В.І. Хохлова, М.З. Лопотка, А.А. Бацули, що безпосередньо займались вивченням властивостей сапропелю, не приділялась увага визначенню впливу усадки на контактуючі матеріали і на сам сапропель [1, 3, 5].

Мета дослідження – визначення межі усадки, а також впливу останньої на вміст твердої фази в сапропелі й утворення тріщин.

Результати дослідження. Відповідно до поставленої мети було проведено досліди з визначення усадки сапропелю за адаптованою до умов стандартною методикою дослідження усадки ґрунту [1,4]. Вихідним матеріалом слугував сапропель природної вологості (92%) озера Синове Старовижівського району.

Підготовка матеріалу полягала у його сепарації через сито з діаметром отворів 1 мм, що виключило можливість непередбаченого впливу значних за розміром включень. Підготовленим сапропелем наповнювали пластмасову форму із попередньо змащеними технічним вазеліном внутрішніми поверхнями. Поверхню зразка ретельно вирівнювали і наносили на ній мілкі діагоналі.

На першому етапі досліду зразки підсушували природнім способом, а після значного всихання матеріалу, коли маса відокремлювалась від стінок форм, проводили досушування в сушильній шафі при $t = 105^{\circ}$. Протягом процесу зневоднення зразків фіксували їх розмірні і вагові характеристики.

За ваговими даними визначалась вологість матеріалу, а лінійні розміри використовувались для встановлення усадки сапропелю.

Лінійну L та об'ємну V усадку сапропелю визначали за виразами [1,4]:

$$L = \frac{l_1 - l_2}{l_1} \cdot 100; \quad (1)$$

$$V = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100, \quad (2)$$

де l_1, l_2 – відповідно розмір зразка до і після усадки;
 V_1, V_2 – відповідно об'єм зразка до і після усадки.

Дослід проводили в трикратній повторюваності. За середніми значеннями побудували графіки лінійних і об'ємної усадок матеріалу (рис.1, 2). Їх аналіз показує, що лінійні усадки перебувають у межах 49...54%, що відповідає зменшенню лінійних розмірів у 1,9...2,2 раза. Об'ємна усадка сапропелю становить 88%, що вказує на значне зменшення об'єму матеріалу при всиханні (до 8,5 раза відносно початкового об'єму).

Дослідженнями встановлено, що всі усадки сапропелю припиняються при вологості 3,2%. Під час проведення дослідів було зафіксовано вологість сапропелю при якій розпочинають утворюватися тріщини. Вона перебуває у межах 69...73%, що характеризує нижню межу пластичності досліджуваного сапропелю.

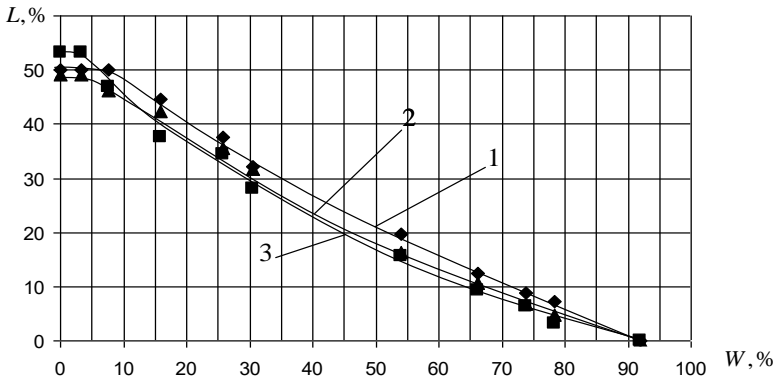


Рис. 1. Лінійні усадки L сапропелю залежно від зміни його вологості W : 1 – по ширині; 2 – по довжині; 3 – по висоті

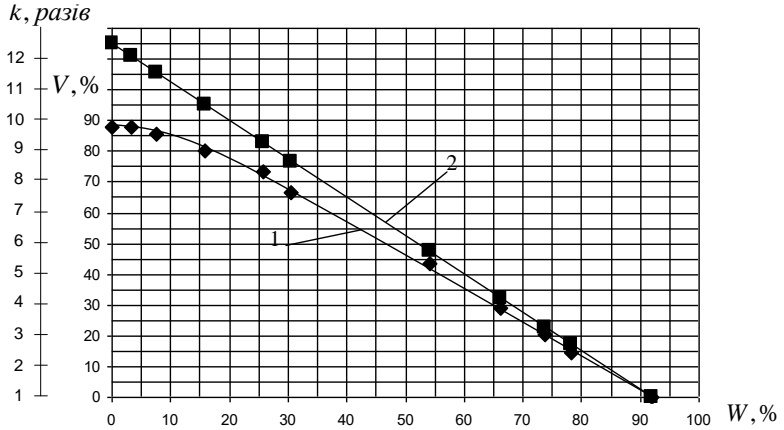


Рис. 2. Об'ємна усадка V (залежність 1) та залежність збільшення концентрації твердої фази k (залежність 2) сапропелю від його вологості W

Графік об'ємної усадки має близьку до прямолінійної ділянку, що перебуває в межах вологості від 30 до 92%. Апроксимація даної ділянки лінійною функцією об'ємної усадки V сапропелю від його вологості W має вигляд:

$$V = b - \eta \cdot W, \quad (3)$$

де b – емпіричний коефіцієнт об'ємної усадки, який для даного типу сапропелю становить $b = 93,73\%$; η – коефіцієнт швидкості зміни об'ємної усадки сапропелю, для даного матеріалу $\eta = 0,987$.

На основі дослідних даних було побудовано також графічні залежності вмісту твердої фази у зразку від вологості сапропелю та його усадки (рис. 3). Аналіз графіків показує, що вміст твердої фази більш швидко зростає від усадки матеріалу.

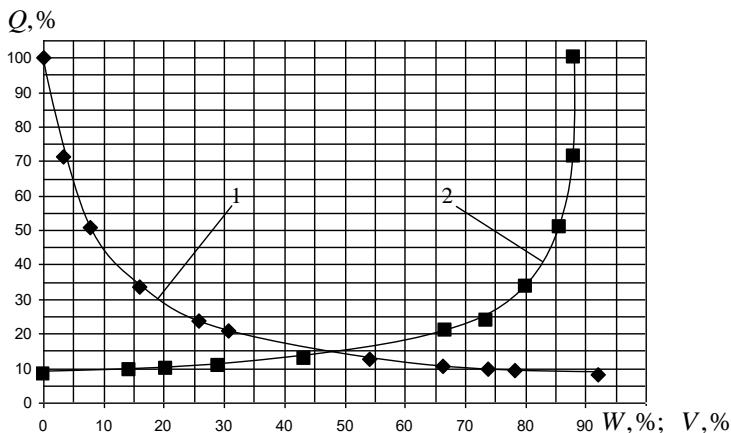


Рис. 3. Графік залежностей вмісту твердої фази Q сапропелю від його вологості W (залежність 1) та об'ємної усадки V (залежність 2)

Проте найбільш яскраво відображає збільшення концентрації твердої фази сапропелю від його вологості за сталого об'єму залежність 2 на рис. 2. Графік близький до лінійної функції концентрації твердої фази k сапропелю від його вологості W :

$$k = a - f \cdot W, \quad (4)$$

де a – емпіричний коефіцієнт концентрації твердої фази, для даного типу сапропелю $a = 12,5 \text{ раз}$,

f – коефіцієнт швидкості зміни концентрації твердої фази сапропелю, для даного матеріалу $f = 0,125 \frac{\text{раз}}{\%}$.

Висновки. На основі даних дослідження усадки отримано емпіричні залежності прямолінійної ділянки об'ємної усадки V (3) та концентрації твердої фази k (4) сапропелю від його вологості. Вираз (3) вказує на пряму залежність об'ємної усадки від зміни вологості сапропелю в діапазоні 30...92%, оскільки коефіцієнт η близький до 1. Тому цей діапазон вологості визначає межі доцільного зневоднення сапропелю з метою збільшення у ньому концентрації твердої фази і характеризується високими швидкостями усадки. Визначено вологість утворення тріщин, яка відповідає 69...73%, а також межі усадки сапропелю – 3,2%.

Отримані результати призначені для практичного застосування при розрахунку дози внесення чистих сапропелевих добрив, місткості бункерів, використанні сапропелю як основи органо-мінеральних добрив, внесенні його у ґрунт.

Література

1. Вадюнина А.Ф., Корчагина З.А. Методы исследования физических свойств почв. – М.: Агропромиздат, 1986. – 416 с.

2. Деградація ґрунтів та шляхи підвищення їх родючості/ Я.О. Мольчак, М.М. Мельничук, І.В. Андрощук, В.М. Заремба. – Луцьк: Надстир'я, 1998. – 280 с.

3. Лопотко М. З., Евдокимова Г. А., Кузьмицкий П. Л. Сапропели в сельском хозяйстве. - Мн.: Наука і Тэхніка, 1992. -216 с.

4. Методическое пособие по инженерно-геологическому изучению горных пород. В 2-х томах. Том 2. Лабораторные методы / Под ред. Е.М. Сергеева. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.:Недра,1984. – 438 с.

5. Хохлов В. И., Фомин А. И., Шилов А. А. Применение сапропелей на удобрение. - М.: Россельхозиздат, 1986. -39 с.

6. Цытович Н.А. Механика ґрунтов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Госстройиздат.,1963 – 636 с.

В.Ф. Дідух, д.т.н., Д.С. Русаков
Луцький державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ НА ЛИПКІСТЬ ОРГАНО-МІНЕРАЛЬНИХ СУМІШЕЙ (ОМС)

У статті наведено методики та результати експериментальних досліджень з визначення адгезійних властивостей ОМС на основі сапропелю залежно від зміни їх вологості та температури зразків матеріалу робочих органів гранулятора.

Постановка проблеми. Застосування гранульованих органо-мінеральних добрив (ОМД) на основі сапропелю – це один із шляхів переведення сільськогосподарського виробництва на якісно новий рівень господарювання. У гранульованих добривах досягається рівномірне розподілення макро та мікроелементів, що значною мірою підвищує їх агрохімічну ефективність [1]. Перед цими перевагами є ряд проблем, що пов'язані з виготовленням ОМД, зокрема: забезпечення необхідної міцності та розмірних характеристик гранул, зменшення собівартості добрив та підвищення ефективності їх використання.

У світовій практиці відомі різні розробки грануляторів. Аналіз їх конструкції та класифікації наведено, зокрема, в працях Вілєсова І.Г., Кочеткова В.Н., Кучінського З.М. і ін. [1, 2, 3]. Проте особливості сапропелю як органічного компоненту ОМД не дозволяють використати жодного з відомих пристроїв без значного доопрацювання конструкції. Відповідно виникає потреба у ґрунтовних дослідженнях адгезійних властивостей ОМС, що дозволять встановити температурний режим процесу гранулювання і призначити матеріал робочих органів гранулятора.

Аналіз недоліків і позитивних сторін існуючих засобів для гранулювання матеріалів дозволив нам синтезувати конструкцію барабанної сушарки-гранулятора [4], яка максимально враховує властивості ОМС на основі сапропелю. Особливістю процесу, що покладено в основу роботи запропонованого гранулятора, є наплення ОМС на нагріті металеві поверхні. Для забезпечення роботоздатності такої конструкції необхідно підібрати такі режими, за яких під впливом ударних навантажень ОМС буде відокремлюватись від поверхонь наплення.

Огляд останніх досліджень і публікацій. Дослідженням адгезійних властивостей мінеральних сумішей присвячені роботи Классена П.В. та Грішаєва І.Г. [5]. Зміна адгезійних властивостей лакофарбових виробів під дією температури були описані в роботах Дрінберга А.Я. та Тихомирова А.В. [6]. Адгезійні властивості сапропелів досліджували Бодак В.І. [7] та інші науковці [8, 9]. Методи випробувань та розрахунку адгезійних з'єднань, види експериментальних матеріалів і дослідних зразків висвітлено в роботах Фрейдіна А.С. і Турусова Р.А. [10]. Основна частина цих досліджень присвячена визначенню фізико-механічних властивостей дослідних матеріалів. Через процес утворення нової структури ОМС при їх приготуванні відбувається зміна фізико-механічних властивостей вихідного матеріалу, тому використання результатів цих робіт не дозволяє синтезувати і моделювати робочі органи грануляторів та процесів, які у них відбуваються.

Мета дослідження. Визначення оптимального діапазону температур і процентного вмісту мінеральних добрив в сапропелі з метою вибору форми та матеріалу робочих органів гранулятора органо-мінеральних добрив.

Результати дослідження. Згідно з [6], усі види зв'язків у молекулах гомогенної речовини прямо впливають на її фізичні властивості, зокрема на міцність, тобто міжмолекулярне зчеплення (когезія) і зчеплення молекул речовини з тілами дотикання (адгезія). На адгезійні властивості сапропелю і ОМС на його основі впливає широке коло факторів: їх початкова вологість; зусилля взаємодії ОМС із досліджуваною поверхнею; час взаємодії ОМС під прикладеним (викликаним внаслідок зіткнення) зусиллям, температура та шорсткість дослідної поверхні зразка і т. д. Дослідження впливу шорсткості дослідних поверхонь зразків різних матеріалів на адгезійні властивості було наведено в [6, 9].

Для вибору форми та матеріалу робочих органів гранулятора органо-мінеральних добрив [4] необхідно дослідити вплив усіх наведених факторів. З метою визначення раціонального діапазону температур і процентного вмісту мінеральних добрив у сапропелі ми розробили методику та провели дослідження із визначення зусилля прилипання ОМС до сталевій поверхні. Зусилля відриву визначали на екстензометрі з попереднім таруванням ресорної пружини, шляхом фіксування прогину, викликаного зусиллям прилипання, індикатором годинникового типу „ИЧ-10”. Зміна температурного режиму фіксувалась цифровим мультиметром UT70-B з використанням термопари, що входить до комплекту приладу.

Експеримент виконувався на сталених зразках (сталь 45) діаметром 60 мм з параметром чистоти обробки поверхні $Ra20$ при тиску, що наближений до сили взаємодії частинок ОМС з металевими органами гранулятора в початковий момент часу при зіткненні. Для збереження макро- та мікроелементів ОМС температура в зоні експерименту не повинна перевищувати $t_{н.з.} = 100^\circ C$. Температурний режим експерименту було прийнято в діапазоні від 30 до $90^\circ C$, а саме відбувався нагрів дослідного зразка до верхньої межі $t_n = 90; 80; 70; 60; 50^\circ C$ (початкова температура нагріву) з подальшим зниженням температури зразка t_z в зоні дослідження до $t_{к.з.} = 30^\circ C$ (кінцева температура) без активного впливу. Зусилля прилипання ОМС до металевих поверхонь фіксувалось при кожній зміні температури на кожні $10^\circ C$. Досліди проводились для ОМС з вологістю сапропелю $W = 92,0; 88,5$ та $85,0\%$. В якості мінеральних компонентів було використано: карбамід $CO(NH_2)_2$ (сечовина) з процентним вмістом діючої речовини азоту 46,3%; суперфосфат гранульований амонізований з процентним вмістом діючої речовини $P_2O_5 - 16\%$, азоту – 2%; хлористий калій KCl , що містить 52 – 62% K_2O та тукосуміш з процентним вмістом діючої речовини $P_2O_5 - 26\%$, азоту – 6% та калію – 30% [11]. Попередньо усі гранульовані добрива були подрібнені до розміру частинок менших від 0,5 мм.

Лабораторна установка та схема фіксації температури в ході експерименту представлено на рис. 1.

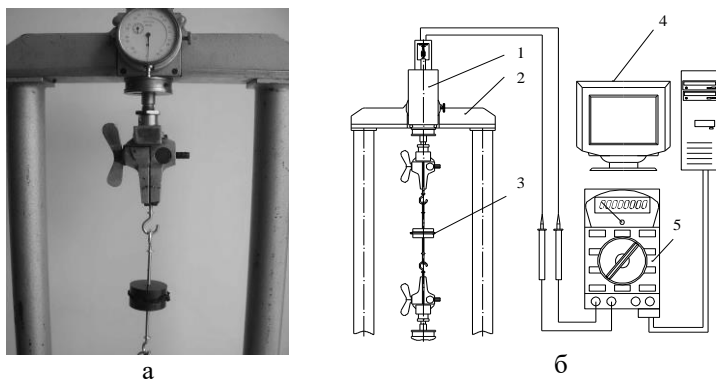


Рис. 1. Лабораторна установка (а) та схема фіксації температури (б): 1 – температурний давач; 2 – екстензометр; 3 – дослідний зразок; 4 – ПК; 5 – цифровий мультиметр UT70-B

Експеримент проходив у два етапи. Перший етап передбачав підбір добрив, що забезпечать максимальні показники липкості до дослідних зразків. Другий етап передбачав проведення дослідів з визначення адгезійних властивостей ОМС на основі сапропелю та добрива з максимальними показниками липкості й інших складників. Як мінеральну складову ОМС для першого етапу дослідження було використано карбамід $CO(NH_2)_2$. Було встановлено процентне співвідношення компонентів у суміші: ОМС-1 – 70% карбаміду та 30% сапропелю.

Питоме значення зусилля липкості E ($H/мм^2$) визначалось за формулою:

$$E = \frac{kx}{\pi r_3^2},$$

де k – коефіцієнт жорсткості пружини екстензометра, $H/мм$;

x – переміщення за шкалою індикатора, $мм$;

r_3 – радіус диска досліджуваного зразка, $мм$.

Результати дослідження липкості ОМС-1 із вологістю сапропелю $W = 92,0; 88,5$ та $85,0\%$ до дослідного зразка наведено у вигляді графічних залежностей на рис. 2–4.

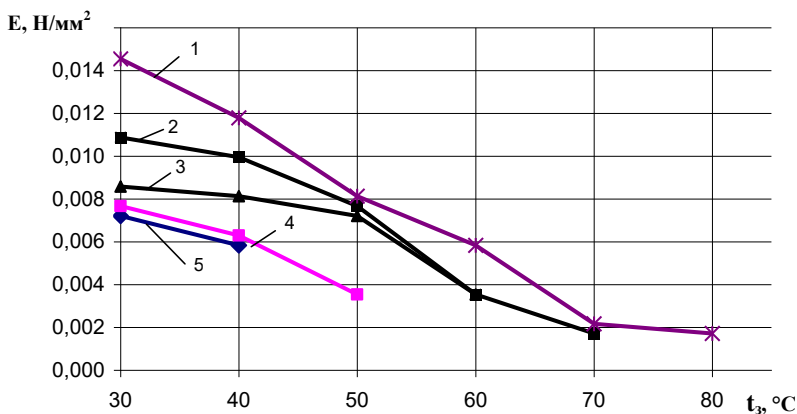


Рис. 2. Залежність питомого зусилля прилипання E ОМС-1 на основі сапропелю із $W = 92,0\%$ до дослідного зразка від його температури t_3 : 1 – $t_{н.з.} = 90^\circ C$; 2 – $t_{н.з.} = 80^\circ C$; 3 – $t_{н.з.} = 70^\circ C$; 4 – $t_{н.з.} = 60^\circ C$; 5 – $t_{н.з.} = 50^\circ C$

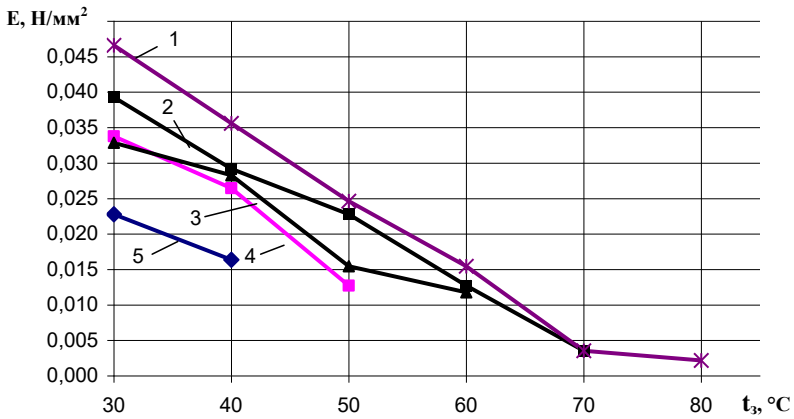


Рис. 3. Залежність питомого зусилля прилипання E ОМС-1 на основі сапропелю із $W = 88,5\%$ до дослідного зразка від його температури t_3 : 1 - $t_{н.3.} = 90^\circ C$; 2 - $t_{н.3.} = 80^\circ C$; 3 - $t_{н.3.} = 70^\circ C$; 4 - $t_{н.3.} = 60^\circ C$; 5 - $t_{н.3.} = 50^\circ C$

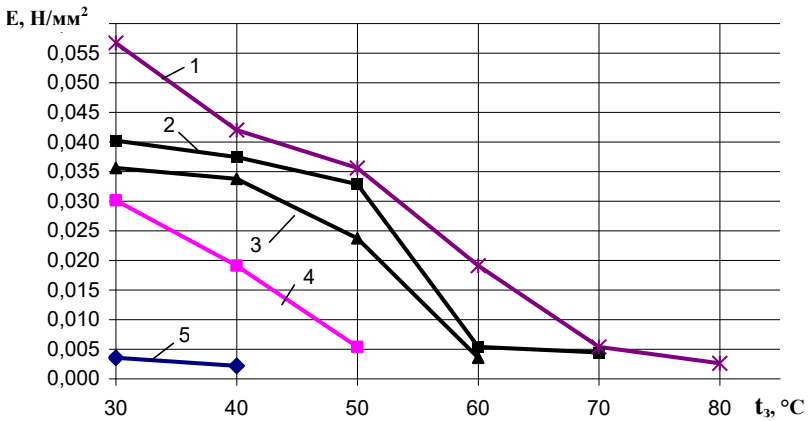


Рис. 4. Залежність питомого зусилля прилипання E ОМС-1 на основі сапропелю із $W = 85,0\%$ до дослідного зразка від його температури t_3 : 1 - $t_{н.3.} = 90^\circ C$; 2 - $t_{н.3.} = 80^\circ C$; 3 - $t_{н.3.} = 70^\circ C$; 4 - $t_{н.3.} = 60^\circ C$; 5 - $t_{н.3.} = 50^\circ C$

Аналізуючи графічні залежності, можна встановити закономірність збільшення липкості добрив при зменшенні вологості вихідного матеріалу до 85% та при збільшенні початкової температури нагріву дослідної поверхні зразка до 90°C. Відповідно для подальшого дослідження теплового впливу на липкість ОМС слід розглядати матеріал при вологості сапропелю $W = 85,0\%$ та при температурі нагріву дослідного зразка $t_{н.з.} = 90^\circ C$ до 90°C.

У подальших дослідженнях теплового впливу на липкість було проведено експеримент на п'яти видах ОМС і порівняно з результатати по ОМС-1. Було використано суміші з таким процентним вмістом елементів: ОМС-2 – 70% амонізованого суперфосфату та 30% сапропелю; ОМС-3 – 70% хлористого калію та 30% сапропелю; ОМС-4 – 70% тукосуміш та 30% сапропелю; ОМС-5 – 35% карбаміду, 35% хлористого калію та 30% сапропелю; ОМС-6 – 35% карбаміду, 35% амонізованого суперфосфату та 30% сапропелю. Результати експерименту представлено на рис. 5.

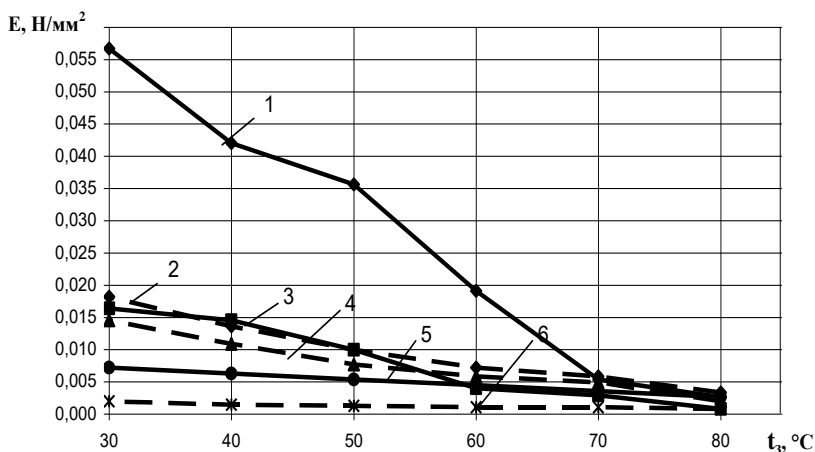


Рис. 5. Залежність питомого зусилля прилипання E ОМС на основі сапропелю із $W = 85,0\%$ до дослідного зразка від його температури t_3 та складу ОМС: 1 – ОМС-1; 2 – ОМС-5; 3 – ОМС-2; 4 – ОМС-3; 5 – ОМС-4; 6 – ОМС-6.

З рис. 5 видно, що максимального значення липкості досягає в ОМС-1 і становить $E = 57,5 \cdot 10^{-3} \text{ Н / мм}^2$. Зусилля липкості для ОМС-2 – ОМС-6 перебуває в межах $(3,0 \dots 18,0) \cdot 10^{-3} \text{ Н / мм}^2$.

Зусилля липкості для ОМС-1 пояснюється тим, що при нагріві карбомід переходить з твердого агрегатного стану в розплав. При охолодженні утворює з сапропелем тверду напівкристалічну сполуку. ОМС-1 рівномірно покриває поверхню дослідного зразка і за рахунок сил адгезії міцно на ній утримується до критичного зусилля відриву. Липкість суміші, складниками якого є хлористий калій та суперфосфат амонізований, викликана, очевидно, більшою мірою хімічними процесами взаємодії з металом, оскільки ці добрива за природою є «кислими», що сприяє рухливості їх молекул з утворенням кислот та солей.

Висновки. Дослідженнями встановлено, що найвищою липкістю володіє ОМС-1 ($E = 57,5 \cdot 10^{-3} \text{ Н / мм}^2$) у складі: 70% карбаміду та 30% сапропелю. За результатами дослідів було також встановлено, що питоме зусилля прилипання ОМС-2 – ОМС-6 до сталльної поверхні зразка зростало в межах $(3,0 \dots 18,0) \cdot 10^{-3} \text{ Н / мм}^2$. Також виявлено, що ОМС-6 має найменшу липкість, хоча до складу входить 35% карбаміду, а окремо кожна з сумішей ОМС-1 і ОМС-3 має значно більші показники липкості. Це, очевидно, спричинено тим, що суміш, утворена внаслідок змішування 35% карбаміду, 35% амонізованого суперфосфату та 30% сапропелю не дає можливості утворити жорстку кристалічну решітку карбаміду, а з часом повільно утворює сипку масу. Такий вид ОМС не придатний для гранулювання в запропонованій барабанній сушарці-грануляторі [4].

Література

1. Кочетков В.Н. Гранулирование минеральных удобрений. М.: Химия, 1975. – 224 с.
2. Вилесов И.Г. Процессы гранулирования в промышленности. – К.: Техника, 1976 – 192 с.
3. Кучинскас З.М., Особов В.И., Фрезер Ю.Л. Гранулирование и брикетирование кормов. – М.: Агропромиздат, 1988 – С.54-96.
4. Декларацийний патент 17213. Україна, МПК F26В 11/00. Барабанна сушарка-гранулятор. /Цизь І.Є., Дідух В.Ф, Русаков Д.С., Куденчук В.В., Іллюшук І.М. – № u200603188; Заявл. 24.03.2006; Опубл. 15.09.2006, Бюл. №9.

5. Классен П.В., Гришаев И.Г. Основы техники гранулирования (Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии). – М.: Химия, 1982. – 272 с.
6. Дринберг А.Я., Снедзе А.А., Тихомиров А.В. Технология лакокрасочных покрытий. – М.: Химия, – 1951. – 528 с.
7. Бодак В. І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. - Луцьк, 1996. -209 с.
8. Дідух В.Ф., Булік Ю.В., Грабовець В.В. Дослідження фізико-механічних властивостей сапропелів // Сільськогосподарські машини. – Зб. наук. ст. Вип. 13. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛДТУ, 2005. – С. 90–98.
9. Дідух В.Ф., Цизь І.Є., Русаков Д.С. Особливості гранулювання сапропелевих органо-мінеральних сумішей (ОМС) // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Зб. наук. ст., вип. 47. – Харків, 2006. – С. 59–63.
10. Фрейдин А.С., Турусов Р.А. Свойства и расчет адгезионных соединений. – М.: Химия, 1990. – 256 с.: ил.
11. Дукаревич Б.И. Справочник по минеральным удобрениям. М.: Моск. рабочий, 1976. – 192 с.
12. Цизь І.Є. Обґрунтування параметрів дозуючого пристрою компонентів органо-мінеральних добрив: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2003. – 185 с.

Дзюра В.О.

Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

Крук В.В.

Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

КОНСТРУКЦІЇ ІНДУКТОРІВ ДЛЯ ГАРТУВАННЯ ШЛІЦЕВИХ ВАЛІВ

Наведено конструкції індукторів для гартування шліцевих валів, які забезпечують направлений нагрів робочих ділянок валів і втулок і пристрою для групового гартування валів, які використовуються в сільськогосподарських машинах.

Постановка проблеми. Технологічна операція гартування деталей і вузлів у сільськогосподарському машинобудуванні є такою, що потребує проведення додаткових дій, для усунення дефектів, що виникають при її проведенні. Враховуючи те, що ця операція проводиться, як правило, на завершальному етапі виконання технологічного процесу обробки, необхідно звести до мінімуму негативний вплив гартування на оброблювану деталь, а особливо втрати точності форми деталі.

Аналіз останніх досліджень. Питанням проектування індукторів для гартування різнопрофільних деталей машин займалися багато вчених [1, 2, 3], однак ціла низка питань залишається невирішеною.

Мета досліджень. Метою даної роботи є розробка конструкції індукторів для гартування шліцевих валів і обґрунтування їх параметрів.

Результати досліджень. Одним із можливостей шляхів вирішення питання короблення деталей після гартування є конструювання позиційних індукторів, які використовують направлений нагрів для нагрівання тільки тих ділянок чи поверхонь деталі, які цього потребують. Використання трубчастих позиційних індукторів для гартування поверхонь шліцевих канавок (ПШК) має низку переваг.

- висока продуктивність гартування;
- швидке охолодження індуктора за рахунок паралельної подачі води до гартувальних камер;
- рівномірність нагріву за рахунок відповідності поверхні індуктора

- поверхні нагріву;
- зменшення втрати форми при охолодженні;
- простота конструкції індуктора.

Особливістю процесу гартування півкруглих шлицевих канавок як зовнішнього, так і внутрішнього розміщення є те, що їхня форма дозволяє рівномірно нагріти необхідну ділянку ПШК, що в свою чергу дає нам однакову структуру металу за рахунок рівномірного остигання нагрітої поверхні.

Індуктори такого типу дають змогу отримати велику твердість робочих поверхонь при в'язкій серцевині. При цьому дія робочої частини індуктора є направленою на ту поверхню, яка потребує гартування, що зменшує енерговитрати при його використанні. Крім того, ці індуктори дають змогу гартувати шлицеві отвори з кількістю шлиців відповідною кількістю позицій в індукторі (рис. 1, 2).

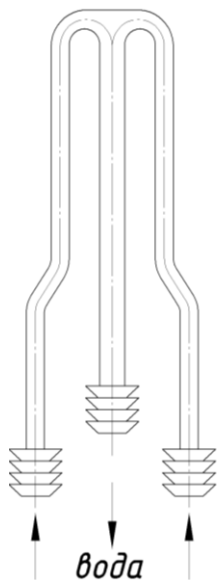


Рис. 1. Позиційний індуктор на чотири позиції для гартування ПШК з спільною камерою [5]

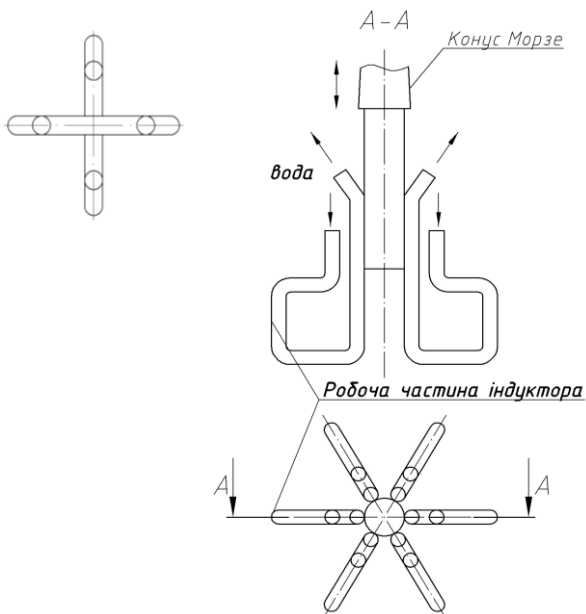


Рис. 2. Індуктор для гартування півкруглих шлицевих поверхонь на шість позицій з окремими охолоджувальними камерами

Складність проектування позиційних індукторів полягає в пошуку і наданні йому оптимальної форми. Довжина індукційного проводу індуктора повинна бути мінімальною, але при цьому забезпечити можливість гартування необхідних поверхонь, простоту конструкції і швидке охолодження.

Будь-який індуктор для гартування півкруглих шліцевих пазів повинен передбачати в своїй конструкції підвідні і відвідні штуцери, до яких під'єднуються трубки для подачі і відводу води, що служить для охолодження індуктора. Позиційні індуктори охолоджуються швидше за рахунок окремих камер, кожна з яких має окреме живлення від системи подачі води.

Для гартування канавок шліцевих валів розроблений пристрій-супутник, який забезпечує групову обробку і підвищує якість виконання технологічного процесу.

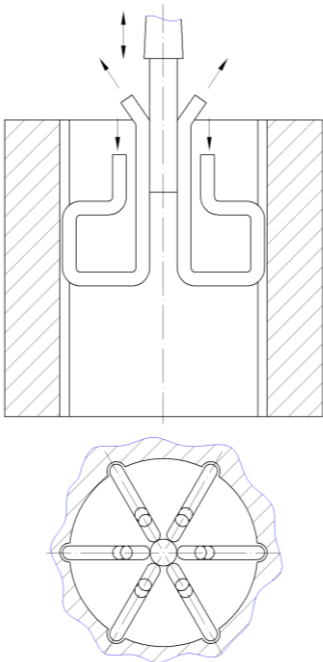


Рис. 3. Індуктор для гартування півкруглих шліцевих поверхонь на шість позицій з окремими камерами

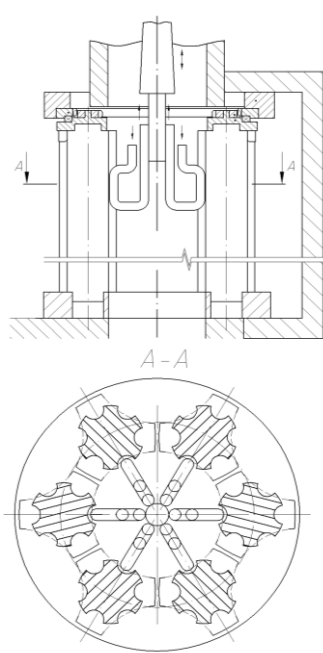


Рис. 4. Пристрій-супутник для групового гартування поверхонь шліцевих валів

Одним з найнебезпечніших дефектів при гартуванні деталей є викривлення осей внаслідок нерівномірного охолодження.

При використанні індукторів такого типу для гартування ПШК внутрішнього розташування цей дефект відсутній. Це пояснюється тим, що розміри ПШК незначні порівняно з розмірами отвору в поперечному січенні, в якому вони розміщені. Основна частина деталі має стабільні фізико-механічні властивості, оскільки вона не нагрівається у процесі виконання операції гартування і на неї не впливають локальні охолодження ПШК.

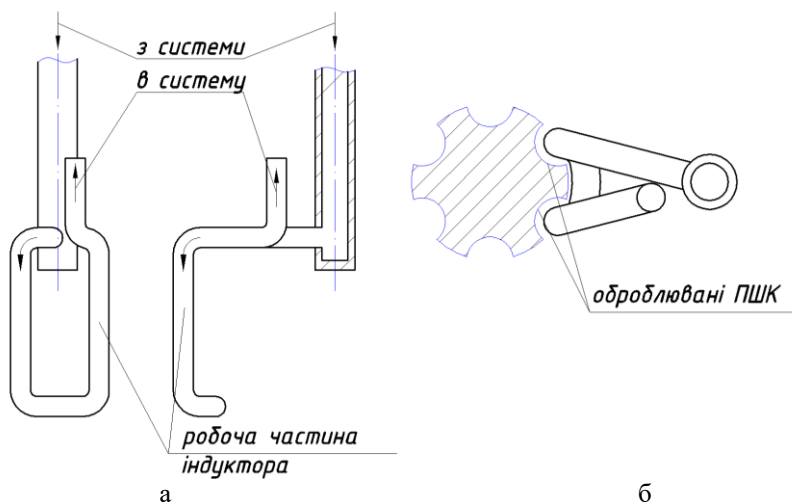


Рис. 5. Схема спареного двохпозиційного індуктора для одночасного гартування двох сусідніх ПШК: а – елементи індуктора; б – підвід індуктора до ПШК

Висновок: Розроблена конструкція індуктора забезпечує рівномірний направлений нагрів поверхні і низькі енергозатрати при його використанні.

Література

1. Демичев А.Д, Сергеева К.И., Якубович И.И. Закалка шестерен среднего модуля. Промышленное применение токов высокой частоты в электротермии. – М. – Л.: Машгиз, 1981. с.16-25.
2. А.Е. Слухачький, Индукторы, Библиотека высокочастотника-термиста. – Л.: Машиностроение, 1989, 68с.

3. Марков М.П., О пластическом изгибе при больших деформациях // Заводская лаборатория. – 1946. – №4, 5.

4. Шамо́в А.Н. Бодажков В.А. Проектирование и эксплуатация высокочастотных установок. – Л.: Машиностроение, 1974.-280с.

5. Патент на корисну модель №20284, Україна, МПК C21D 1/09. Індуктор для гартування деталей типу “тіл обертання” Гевко, Дзюра, Брошак. Заявлено 21.07.2006р., опубліковано Бюл. №1, 15.01.2007р.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Марчук

УДК 631.362.7:539.215

І.М. Дударєв

Волинський інститут АПВ

Р.В. Кірчук, к.т.н., Л.В. Сичук, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ФОРМИ ОТВОРУ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ СУШАРКОЮ

У статті в результаті теоретичних досліджень отримано залежність, що дозволяє обґрунтувати форму отвору для переміщення кулястих сипких матеріалів сушаркою в процесі сушіння.

Постановка проблеми. Якісне сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів досягається за рахунок дотримання технологічних параметрів цього процесу. Сушіння сипких матеріалів за принципом протитечії, що передбачає переміщення матеріалу назустріч сушильному агенту, забезпечує зниження енерговитрат на процес та раціональне використання сушильного агента, усуває можливість пересушування частини матеріалу. Одним з основних технологічних параметрів процесу сушіння у такий спосіб, що визначає його ефективність, є переміщення шару матеріалу певної висоти сушаркою та його вивантаження. Обґрунтування елементів конструкції сушарки, через які відбувається переміщення шару матеріалу, дозволить досягнути позитивного ефекту в процесі сушіння.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі конструктивні схеми сушарок сипких матеріалів [1], зокрема протитечійних, не передбачають переміщення шарів матеріалу через

отвір під час сушіння. Дослідження з обґрунтування параметрів отвору для проходження через нього різних матеріалів наведені в працях [2,3]. Процес переміщення сипких матеріалів кулястої форми через отвір у запропонованій сушарці має свої особливості, зумовлені способом сушіння, що потребує додаткових теоретичних досліджень.

Мета дослідження – встановлення залежності для обґрунтування форми отвору для переміщення шарів сипких матеріалів у процесі роботи сушарки.

Результати дослідження. У запропонованій конструкції сушарки сипких матеріалів реалізується сушіння за принципом протитечії (рис.1) [4]. Переміщення матеріалу секціями сушарки зверху вниз, а також його вивантаження відбувається шляхом проходження через отвори (вікна) 1 у перфорованих днищах 2 секцій в результаті обертання вала 3 з лопатями 4. Ширина отвору має бути достатньою для проходження через нього шару матеріалу заданої висоти з урахуванням прикладених до нього сил без пошкоджень.

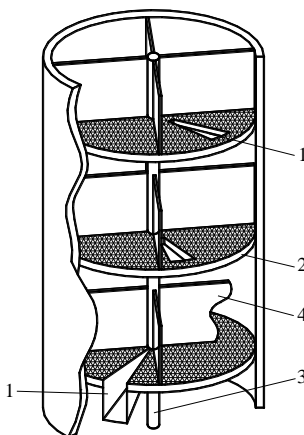


Рис. 1. Сушарка сипких матеріалів: 1 – вікно; 2 – днище; 3 – вал; 4 – лопать

Обґрунтуємо раціональні параметри отвору для сипких матеріалів, що мають кулясту форму (коробочки льону, горох, гранули добрив). Приймаємо допущення, що частинки матеріалу мають форму кулі з рівним діаметром та кубічне вкладання в шарі матеріалу.

Визначимо ширину отвору, необхідну для проходження через нього елементарного шару матеріалу висотою рівною діаметру кульки d (рис.2 а). Для спрощення розглянемо процес проходження кульки через отвір на відстані R від центра обертання вала сушарки. Тоді,

можна допустити, що лопать рухається вздовж осі X з лінійною швидкістю V . Процес проходження кульки через отвір розглядатимемо з моменту, коли її центр мас (точка C) опиниться на рівні дна. Внаслідок подальшого переміщення лопаті кулька рухається через отвір як тіло, кинуте з початковою швидкістю V . Крім того, на кульку діють прикладені до центра мас сила її ваги mg (де m – маса кульки), сила ваги шару матеріалу G , розміщеного над кулькою, а також сила дії повітряного потоку на матеріал F_n . Нехтуємо контактами кульки з кульками сусідніх шарів, а також силами інерції, що виникають при обертанні кульки з лопаттю, оскільки кутова швидкість ω приймає невеликі значення. Складемо диференціальні рівняння плоского руху кульки:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_c &= 0; \\ m\ddot{y}_c &= mg + G - F_n. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

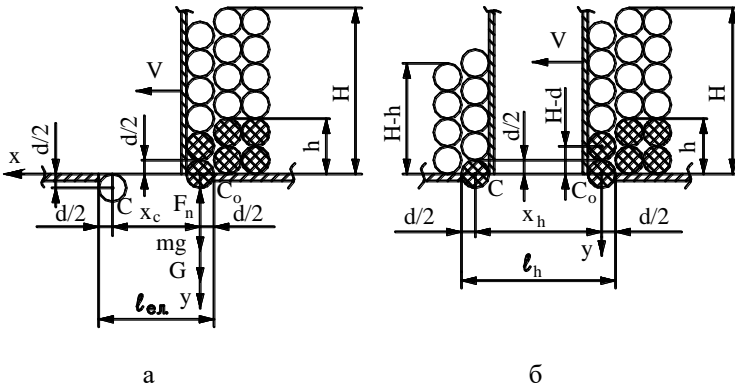


Рис. 2. Схеми до визначення ширини отвору для проходження шару:
 а – висотою d ; б – висотою h

Проінтегруємо рівняння системи (1) двічі за початкових умов: $t=0, \dot{x}_c = V, \dot{y}_c = 0, x_c = 0, y_c = 0$. Отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= Vt; \\ y_c &= \left(g + \frac{G - F_n}{m} \right) \frac{t^2}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Оскільки за прийнятої умови в отвір має проходити елементарний шар товщиною в одну кульку, тоді час $T_{el.}$, за який кулька переміститься на відстань $d/2$ вздовж осі Y, що забезпечує її проходження в отвір, складе:

$$\frac{d}{2} = \left(g + \frac{G - F_n}{m} \right) \frac{T_{el.}^2}{2}, \text{ звідки } T_{el.} = \sqrt{\frac{d}{g + \frac{G - F_n}{m}}}.$$

Тоді шлях, який пройде кулька за час $T_{el.}$ вздовж осі X:

$$x_c = V \sqrt{\frac{d}{g + \frac{G - F_n}{m}}}. \quad (3)$$

Відповідно, для проходження кульки через отвір його ширина має становити:

$$l_{el.} = d + x_c = d + V \sqrt{\frac{d}{g + \frac{G - F_n}{m}}}. \quad (4)$$

Оскільки сушарка містить декілька секцій, висота шару матеріалу в яких значно менше загальної висоти шару в сушарці, тоді зміною вологості матеріалу, а, відповідно, масою за висотою шару в кожній секції нехтуємо. Якщо позначити висоту шару матеріалу в секції через H та враховуючи спосіб вкладання кульок у шарі, силу ваги шару матеріалу над кулькою можна записати:

$$G = \left(\frac{H}{d} - 1 \right) mg. \quad (5)$$

Підставляючи (5) в (4), отримаємо:

$$l_{el.} = d + V \sqrt{\frac{d}{\frac{Hg}{d} - \frac{F_n}{m}}}. \quad (6)$$

Визначимо ширину отвору, необхідну для проходження через нього шару матеріалу висотою h (рис.2 б). Приймаємо, що в вертикальному стовпці висотою H кульки з'єднані між собою і їх можна розглядати як тіло масою Hm/d , що рухається вертикально вниз каналом, утвореним вертикальними шарами матеріалу та поверхнею лопаті. Взаємодією розглядуваного тіла з вертикальними шарами матеріалу та лопаттю нехтуємо. Складемо рівняння руху тіла вертикальним каналом:

$$\frac{Hm}{d} \ddot{y} = \frac{Hmg}{d} - F_n. \quad (7)$$

Двічі інтегруючи рівняння (7) за початкових умов $t=0$, $\dot{y}=0$, $y=0$, отримаємо:

$$y = \left(g - \frac{dF_n}{Hm} \right) \frac{t^2}{2}. \quad (8)$$

З отриманого рівняння (8) визначаємо час $T_{шар.}$, за який розглядуване тіло переміститься вниз уздовж осі Y на відстань $h-d$, що забезпечить проходження в отвір шару необхідної висоти h :

$$T_{шар.} = \sqrt{\frac{2(h-d)}{g - \frac{dF_n}{Hm}}}. \quad (9)$$

Шлях, який пройде шар матеріалу вздовж осі X, необхідний для проходження через отвір шару матеріалу висотою h :

$$l_h = x_h + d = VT_{шар.} + d = V \sqrt{\frac{2(h-d)}{g - \frac{dF_n}{Hm}}} + d. \quad (10)$$

Оскільки l_h є довжиною дуги, яка з іншої сторони визначається як $l_h = \varphi R$ (φ – кутова величина дуги), тоді ширина отвору (хорда), що забезпечує проходження шару матеріалу висотою h , розміщеного на відстані R від центра обертання, складе:

$$l = 2R \sin \varphi / 2 + l_{ex.} - d / 2, \quad (11)$$

або підставляючи в (11) залежності (10) та (6), врахувавши, що $V = \omega R$, матимемо

$$l = \frac{d}{2} + R \left[\omega \sqrt{\frac{d}{\frac{Hg}{d} - \frac{F_n}{m}}} + 2 \sin \left(\omega \sqrt{\frac{h-d}{2 \left(g - \frac{dF_n}{Hm} \right)}} + \frac{d}{2R} \right) \right]. \quad (12)$$

Сила дії повітряного потоку на матеріал визначається за формулою Ньютона:

$$F_n = k \gamma_{пов.} S V_{пов.}^2 = \frac{\pi d^2 k \gamma_{пов.} V_{пов.}^2}{4}, \quad (13)$$

де k – коефіцієнт опору повітря, що залежить від форми тіла; $\gamma_{пов.}$ – густина повітря; S – миделевий переріз тіла; $V_{пов.}$ – швидкість повітряного потоку.

Отримана залежність (12) дозволяє встановити раціональні параметри отворів у днищах сушарки для реалізації процесу сушіння сипкого матеріалу в запропонований спосіб. На рис.3 представлені графіки до обґрунтування форми отвору в днищі сушарки для сушіння коробочок льону-довгунця (рис.3а) та гороху (рис.3б), отримані за залежністю (12).

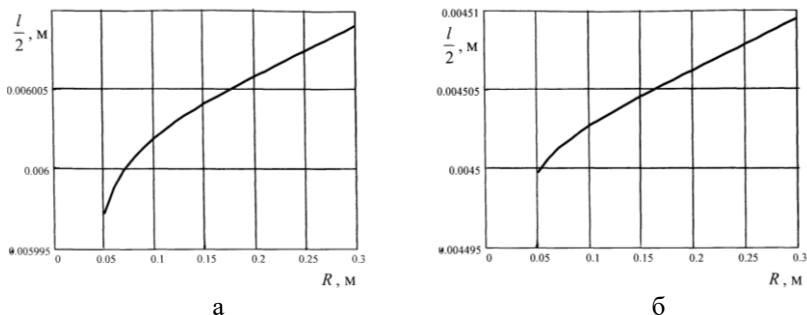


Рис. 3. Графіки до обґрунтування форми отвору в днищі сушарки при $\omega=0,001\text{с}^{-1}$, $\gamma_{\text{пов.}}=1,2\text{кг/м}^3$, $V_{\text{пов.}}=1\text{м/с}$, $h=2,4\times 10^{-2}\text{м}$: а – для коробочок льону ($d=0,008\text{м}$, $m=6\times 10^{-5}\text{кг}$, $H=0,4\text{м}$); б – для гороху ($d=0,006\text{м}$, $m=2,5\times 10^{-3}\text{кг}$, $H=0,42\text{м}$)

Висновок. Отримана теоретична залежність (12) для обґрунтування раціональної форми отвору дозволяє узгодити конструктивні параметри елементів сушарки з технологічними, що забезпечить оптимальні умови перебігу процесу сушіння.

Література

1. Гинзбург А.С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 528с.
2. Сабликов М.В. Сельскохозяйственные машины. Ч. 2. Основы теории и технологического расчета. – М.: Колос, 1968. – 296с.
3. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Розрахунок робочих органів збиральних машин: Навчальний посібник. – Київ: УМК ВО, 1991. – 200с.
4. Патент на винахід №71253А Україна, МКВ F26B17/04. Сушарка для сипких матеріалів / Дударев І.М., Дідух В.Ф., Кірчук Р.В.; Заявлено 11.12.2003; Опубл. 15.11.2004.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УПРОЧНЕНИЕ МАТЕРИАЛА ВОССТАНАВЛИВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН МЕТОДОМ ОБЫЧНОГО И ВИБРАЦИОННОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Дано теоретическое обоснование процесса упрочнения металла приконтактной зоны и его уплотнения при различных способах восстановления изношенных деталей.

Постановка проблемы. Упрочнение материала восстанавливаемых деталей поверхностным пластическим деформированием является одним из эффективных способов повышения долговечности деталей сельскохозяйственной техники, а следовательно, и их ресурса [1]. При вибрационном (циклическом) нагружении материала деталей и их восстановлении (изготовлении) существенно изменяются физико-механическое состояние и свойства поверхностных слоев, что способствует повышению их прочности. Зону прочности материала деталей при этом удается повысить в 1,5...3 раза и тем самым увеличить сроки их службы [2]. Ввиду этого проблема повышения ресурса деталей путем улучшения таких физико-механических и эксплуатационных свойств обрабатываемого материала деталей, как твердость, шероховатость поверхности, износостойкость актуальна

Анализ основных исследований. Основой пластической деформацией, как показывают исследования, является скольжение, т.е. сдвиг по плоскостям максимальных касательных напряжений. По С.И. Губкину [3] пластическая деформация происходит вследствие достижения нормальными напряжениями критического значения.

Исходя из различия механизмов пластической деформации можно установить, что максимальные значения деформации достигаются при схеме напряженного состояния - всестороннее сжатие. Основной причиной повышения прочности и долговечности деталей при их упрочнении поверхностным пластическим деформированием является возникновение в поверхностных слоях металла благоприятных сжимающих остаточных напряжений [4].

Одним из упрочняющих факторов является дробление зерен обрабатываемого материала на фрагменты, границы которых характеризуются значительными нарушениями правильной

кристаллической структуры и являются препятствием для распространения пластической деформации. При фрагментации зерен значительно сокращается длина пути легкого перемещения дислокаций под действием внешних сил и повышается степень работы междоатомных связей против действия внешних сил [5].

Уменьшение размеров зерен способствует повышению прочности и сопротивления деформированию, что особенно свойственно при вибрационной нагрузке. Зоны затрудненной деформации располагаются по всем границам зерен и их упрочняющее действие будет тем больше, чем больше протяженность границ, которая определяется средней величиной зерна. Чем мельче зерна, тем больше протяженность границ и относительный объем зон затрудненной деформации. Вблизи границ металл будет более прочным, чем сами зерна.

Цель и методика исследования. Целью исследования является изучение явления уплотнения материала деталей при обычном и вибрационном нагружении (деформировании), обеспечивающего повышение износостойкости восстанавливаемых деталей машин.

При пластическом деформировании на контактной поверхности обрабатываемого материала появляются линии скольжения, которые под прямым углом пересекаются друг с другом и совпадают с траекториями максимальных контактных напряжений. От угла выхода линий скольжения на свободную поверхность обрабатываемого материала зависит его уплотнение. Исследование характера распространения сетки линий скольжения при различных видах обработки позволит определить более эффективный метод упрочнения материала обрабатываемых деталей и разработать оптимальную технологию их восстановления.

Результаты исследований.

На поверхности контакта обрабатываемого материала с рабочим инструментом возникает напряжение трения, при определенном значении которого одно семейство линий скольжения выходит на контактную поверхность под углом 90° , а другое – касательно к ней.

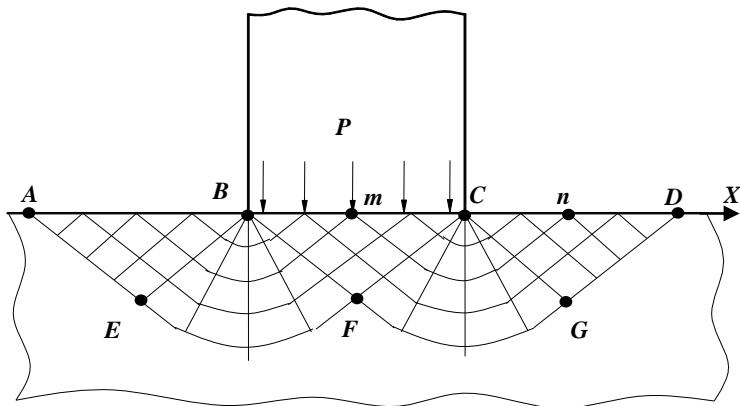


Рис. 1. Сетка линий скольжения

Поскольку при обычном деформировании осуществляется постоянный контакт инструмента с обрабатываемым материалом, то траектории максимальных касательных напряжений постоянно будут располагаться к обрабатываемой поверхности под углом 90° . При вибрационном нагружении в момент отрыва инструмента от обрабатываемой поверхности этот угол составляет 45° , т. е. в процессе вибрационного деформирования угол пересечения линий скольжения с обрабатываемой поверхностью будет изменяться от 45° до 90° .

Следовательно, при вибрационном деформировании в момент отрыва инструмента усилие будет направлено под большим углом к направлению его движения, т. е. усилие и величина деформации в радиальном направлении образца (детали) будут иметь большее значение по сравнению со значением при обычной обработке. Это вызывает большее упрочнение обрабатываемой поверхности восстанавливаемой детали.

На свободных поверхностях AB и CD в точках n нормальное к поверхности напряжение σ_z равно нулю, а по оси x действует нормальное напряжение сжатия σ_{nx} .

Тогда согласно уравнению пластичности можно записать:

$$0 - \sigma_{nx} = 2\kappa; \quad \sigma_{nx} = -2\kappa, \quad (1)$$

где $\kappa = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}}$.

Среднее напряжение на свободных поверхностях будет равно:

$$\bar{\sigma}_n = \frac{0 + \sigma_{xn}}{2} = \frac{\sigma_{xn}}{2}. \quad (2)$$

При переходе из точки n в точку m на контактной поверхности линии скольжения повернутся на угол 90° , и изменение средних напряжений составит:

$$\bar{\sigma}_n - \bar{\sigma}_m = 2k \frac{\pi}{2} = k\pi.$$

Отсюда

$$\bar{\sigma}_m = \bar{\sigma}_n - k\pi = -k(1 + \pi) = \frac{\sigma_{xm} + \sigma_{zm}}{2}. \quad (3)$$

На контактной поверхности и во всей области **BFC** действуют сжимающие напряжения σ_z и σ_x . Согласно уравнению пластичности:

$$\sigma_{xm} - \sigma_{zm} = 2k.$$

Из уравнения (3) находим:

$$\sigma_{xm} + \sigma_{zm} = -2k(1 + \pi). \quad (4)$$

Отсюда, вертикальное напряжение составит:

$$\sigma_{zm} = -k(2 + \pi) = -5,14k. \quad (5)$$

Подставляя в данное уравнение значение k , имеем:

$$\sigma_{zm} = -\frac{5,14}{\sqrt{3}} \sigma_T \approx 2,97 \sigma_T. \quad (6)$$

Поскольку удельное и полное усилия всегда положительны, то можно записать:

$$p = 2,97 \sigma_T; \quad P = pBC. \quad (7)$$

При вибрационном деформировании в момент отрыва рабочего инструмента от контактной поверхности обрабатываемого образца (детали) трение будет отсутствовать и нормальное напряжение на ней на основании теории пластичности [6] будет равно $1,15 \sigma_T$. Следовательно, при обычном деформировании напряжение в 2,57 раза будет больше.

В результате пластичного деформирования происходит уплотнение деформируемого материала, как следствие изменение его размеров и площади (рис. 2), что способствует упрочнению обрабатываемой поверхности.

Исходное сечение элемента образца $abcd$ высотой h_0 и шириной b_0 после деформирования имеют размеры h_1 и b_1 . Если бы в процессе обработки не было удлинения, то площадь $bb'ec$ была бы равна площади $ec'd'd$. Поскольку при деформировании большая часть

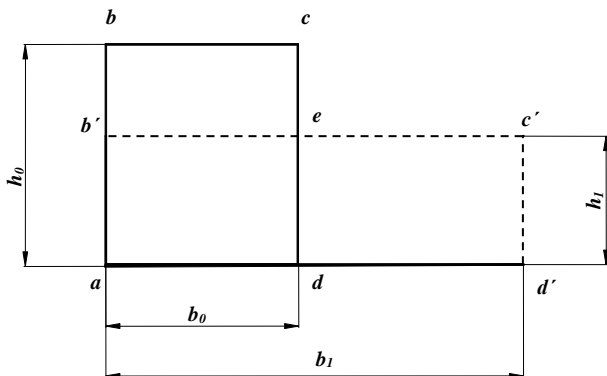


Рис. 2. Поперечное сечение элемента образца до и после деформирования

металла элемента образца должна обеспечить его удлинение, то площадь $eb'd'd$, равная $h_1(b_1 - b_0)$, будет меньше площади $bceb'$, равной $b_0(h_0 - h_1)$.

Степень развития уширения можно характеризовать отношением этих площадей:

$$\varphi = \frac{h_1(b_1 - b_0)}{b_0(h_0 - h_1)}. \quad (8)$$

Степень уплотнения обрабатываемого материала образца может быть определена:

$$\eta = \frac{F_0}{F_1}, \quad (9)$$

где F_0 и F_1 - соответственно площадь поверхности до и после обработки.

С учетом коэффициента φ и степени деформации по высоте

$\varepsilon = \frac{h_0 - h_1}{h_0}$ можно записать:

$$\eta = \frac{F_0}{F_1} = \frac{h_0 b_0}{h_1 b_1} = \frac{h_0 b_0}{b_0 h_1 + \varphi b_0 (h_0 - h_1)} = \frac{1}{\frac{h_1}{h_0} + \varphi \frac{(h_0 - h_1)}{h_0}} = \frac{1}{1 - \varepsilon(1 - \varphi)}. \quad (10)$$

Значения степени уплотнения, рассчитанные по полученным зависимостям, приведены в таблице.

Таблица. Расчетные значения степени уплотнения

Материал образца	Подача, мм	Степень уплотнения	
		При обычном деформировании	При вибрационном деформировании
Сталь 65Г	1,25	0,042	0,059
Ст 3, сормайт	1,25	0,035	0,048
Сталь 65Г, сормайт	1,25	0,028	0,039

Выводы. 1. Степень уплотнения (упрочнения) образцов из Ст 3, наплавленной сормайтом, при вибрационном деформировании в 1,37 раза больше чем при обычной обработке.

2. Увеличение степени уплотнения обрабатываемого материала деталей при вибрационном деформировании способствует снижению величины их износа и, тем самым, повышению долговечности деталей машин в процессе эксплуатации.

Литература

1. Бабичев А.П. Вибрационная обработка деталей.–М.: Машиностроение, 1974.-136с.
2. Лапенко Т.Г. Упрочнение поверхности деталей при обычном и вибрационном деформировании. Сборник БСХИ. – Горки, 1998. – С. 110-115.
3. Губкин С.И. Пластическая деформация металлов.–М.: Машиностроение,1981.-376с.
4. Якобсен М.О. Шероховатость, наклеп и остаточные напряжения при механической обработке. – М.: Машиностроение, 1986.-226с.
5. Скобло Т.С. Прокатные валки из высокоуглеродистых сплавов.–М.: Металлургия, 1994.-62с.
6. Тарновский И.Я. Теория обработки металлов давлением. – М.: Машиностроение, 1979.

Рецензент д.т.н., проф. А.А. Смердов

ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ГОФРОВАНИХ ЗАГОТОВОК МЕТОДОМ НАВИВАННЯ

У роботі представлені силові показники та напружено-деформуваний стан процесу навивання гофрованих стрічок на оправку.

Постановка проблеми. Гвинтові гофровані заготовки мають широке використання в агропромисловому комплексі, зокрема їх використовують в теплообмінниках, змішувачах як перехід при виготовленні тонколистових дископодібних деталей машин із рівномірно виконаними по колу фасонними впадинами. Одним із основних способів виготовлення гвинтових гофрованих заготовок є така послідовність операцій: а) – прокатування тонколистової стрічки між двома циліндричними валками із рівномірно виконаними по колу формувальними зубами, внаслідок чого проходить формування гофрованої стрічки; б) – навивання гофрованої стрічки на оправку. Основною перевагою такого способу є можливість одержання гвинтових гофрованих заготовок з малим внутрішнім радіусом завивання. Для проектування технологічного оснащення навивання гвинтових гофрованих заготовок виникає необхідність в дослідженні силових показників цього процесу.

Аналіз останніх досліджень. В наукових працях [1], [2] розглянуто навивання лише звичайних гвинтових заготовок, процес формування яких відрізняється за напружено-деформуваним станом від процесу виготовлення гвинтових гофрованих заготовок.

Мета досліджень. Метою даного дослідження є визначити силові показники та напружено-деформуваний стан процесу виготовлення гвинтових гофрованих заготовок методом навивання на оправку.

Результати досліджень. Процес навивання гвинтових гофрованих заготовок показано на рис. 1. Рівняння рівноваги частини гофрованої стрічки, що піддається деформації, запишемо таким чином:

$$\left. \begin{aligned} \text{по осі } x: & \quad -F_{T1} - F_{T2} \cdot \cos \alpha + N \cdot \cos \alpha + F \cdot \sin \alpha = 0; \\ \text{по осі } y: & \quad -P + F_{T2} \cdot \sin \alpha - N \cdot \sin \alpha + F \cdot \cos \alpha = 0; \\ \text{сума моментів: } & \quad P \cdot (l + H_0) + F_{T1} \cdot R_3 + F_{T2} \cdot R_0 - N \cdot R_c - M_{se} = 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де F_{T1} – сила тертя між роликком та гофрованою стрічкою, Н;

F_{T2} – сила тертя між гвинтовою гофрованою заготовкою та оправкою, Н;

α – кут повороту оправки, град;

N - поздовжня сила, Н;

F - рівнодіюча нормальних контактних напружень на гвинтовій гофрованій заготовці, Н;

P - сила гнуття притискним роликком, Н;

l - відстань між центрами оправки та притискного ролика, м;

H_0 - висота гофри гофрованої стрічки, м;

R_3 - зовнішній радіус гвинтової гофрованої заготовки, м;

R_0 - радіус оправки, м;

R_c - середній радіус гвинтової гофрованої заготовки, м;

M_{3z} - момент гнуття, Н·м.

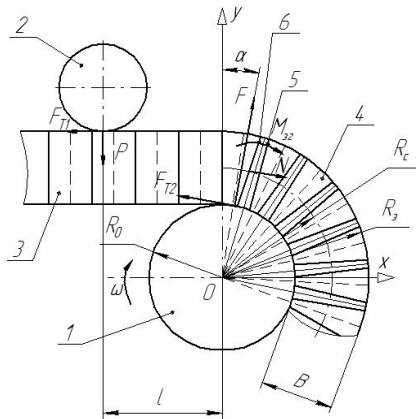


Рис. 1. Схема дії сил у процесі навивання гофрованої стрічки на оправку: 1-оправка; 2-притискний ролик; 3-гофрована стрічка; 4-гвинтова гофрована заготовка. 5, 6-лінії згину

Сили тертя визначаємо за залежностями:

$$F_{T1} = \mu_1 \cdot P; \quad (2)$$

$$F_{T2} = \mu_2 \cdot F, \quad (3)$$

де μ_1 - коефіцієнт тертя між притискним роликком та гофрованою стрічкою;

μ_2 - коефіцієнт тертя між оправкою та гвинтовою гофрованою заготовкою.

Рівнодіючу нормальних контактних напружень знаходимо за формулою:

$$F = \sigma_r \cdot s \cdot L, \quad (4)$$

де σ_r - контактні нормальні напруження по внутрішньому радіусу гвинтової гофрованої заготовки, Па;

s - товщина стрічки, мм;

L - довжина половини гофри по середній лінії, мм.

Як показали дослідження, процес гнуття гофрованої стрічки одночасно проходить по двох лініях згину 5 і 6.

Момент гнуття $M_{зг}$ визначаємо як суму моментів гнуття по лініях згину:

$$M_{зг} = M_{зг1} + M_{зг2}, \quad (5)$$

де $M_{зг1}$ - момент гнуття по лінії згину 5, Н·м;

$M_{зг2}$ - момент гнуття по лінії згину 6, Н·м.

При цьому з достатньою точністю можна прийняти, що $M_{зг1} = M_{зг2}$.

Гнуття по лініях згину 5 і 6 можна розглядати як згин широкої стрічки. Напружено-деформівний стан в цих місцях представлений як об'ємний стан напружень та плоский стан деформацій. Згідно з рис. 2, враховуючи постійність внутрішнього радіуса згину r_1 стрічки по всій ширині гофрованої гвинтової заготовки, використовуємо полярну систему координат із полюсом, що співпадає із центром радіуса r_1 в даний момент деформування. Рівняння рівноваги набуває вигляду [3]:

$$\rho \cdot \frac{d\sigma_\rho}{d\rho} + \sigma_\rho - \sigma_\theta = 0, \quad (6)$$

де σ_ρ - радіальні напруження, Па;

σ_θ - тангенціальні напруження, Па.

Рівняння пластичності в спрощеному виді за енергетичною теорією за умови, що σ_ρ і σ_θ є крайніми головними напруженнями, з урахуванням зміцнення буде [4]:

для зони стиску:

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} - \Pi \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} \right), \quad (7)$$

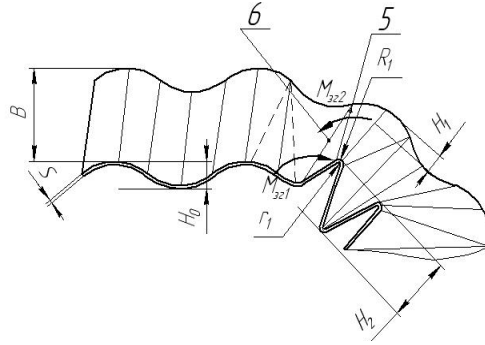


Рис. 2. Схема деформації гофрованої стрічки при навиванні на оправку для зони розтягу:

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = \beta \cdot \left(\sigma_{T.0} + \Pi \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} \right), \quad (8)$$

де β - коефіцієнт, що враховує вплив середнього головного напруження σ_z ;

$\sigma_{T.0}$ - екстрапольована границя текучості, МПа;

Π - лінійний модуль зміщення;

ρ_n - радіус нейтральної поверхні деформації, мм.

Через те, що при згині широкої стрічки аксіальні деформації ε_z рівні нулю, що відповідає умові плоского стану деформації, коефіцієнт β буде рівним 1,15. Радіус нейтральної поверхні деформації визначається за рівнянням [4]:

$$\rho_n = \sqrt{R_1 \cdot r_1}, \quad (9)$$

де R_1 - зовнішній радіус гнуття стрічки по лініях згину, мм.

Після розв'язку системи рівнянь (6), (7), (8) із використанням граничних умов, при яких для зони розтягу $\sigma_\rho = 0$ при $\rho = R_1$, а для зони стиску $\sigma_\rho = 0$ при $\rho = r_1$, знаходимо формули, що характеризують розподіл напружень σ_ρ і σ_θ з урахуванням зміщення матеріалу [3]:

для зони розтягу:

$$\sigma_\rho = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} + \frac{\Pi}{2} \cdot \ln \frac{\rho \cdot R_1}{\rho_n^2} \right) \cdot \ln \frac{R_1}{\rho}; \quad (10)$$

$$\sigma_{\theta_{роз}} = \beta \cdot \sigma_{T,0} \cdot \left(1 - \ln \frac{R_l}{\rho}\right) + \beta \cdot \frac{\Pi}{2} \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} - \ln \frac{R_l \cdot \rho}{\rho_n^2} \cdot \ln \frac{R_l}{\rho}\right) \quad (11)$$

для зони стиску:

$$\sigma_{\rho} = -\beta \cdot \left(\sigma_{T,0} + \frac{\Pi}{2} \cdot \ln \frac{\rho_n^2}{\rho \cdot r_l}\right) \cdot \ln \frac{\rho}{R_l} \quad (12)$$

$$\sigma_{\theta_{см}} = -\beta \cdot \left(\sigma_{T,0} \cdot \left(1 + \ln \frac{\rho}{r_l}\right) + \frac{\Pi}{2} \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{\rho_n}{\rho} + \ln \frac{\rho_n^2}{\rho \cdot r_l} \cdot \ln \frac{\rho}{r_l}\right)\right) \quad (13)$$

Значення згинного моменту $M_{зг1}$ з урахуванням зміцнення можна визначити як інтегральну суму моментів створених тангенціальними напруженнями σ_{θ} :

$$M_{зг1} = \int_{\rho_n}^{R_l} \sigma_{\theta_{роз}} \cdot \rho d\rho + \int_{r_l}^{\rho_n} \sigma_{\theta_{см}} \cdot \rho d\rho \quad (14)$$

Підставляючи формули (11), (13) у формулу (14), одержимо:

$$M_{зг1} = \beta \cdot \left[\sigma_{T,0} \cdot \left(\frac{R_l - r_l}{2}\right)^2 + \Pi \cdot \left(\frac{R_l^2 + r_l^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_l}{r_l}} - \frac{R_l^2 - r_l^2}{8}\right)\right] \quad (15)$$

При відомому згинному моменті $M_{зг1}$ можна знайти усі сили, що виникають у процесі навівання, розв'язавши систему рівнянь (1). В даному випадку:

$$F = \frac{P \cdot (\mu_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - 1)}{\mu_2 \cdot \sin \alpha + (-\mu_2 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot \operatorname{tg} \alpha + \cos \alpha}; \quad (16)$$

$$N = \frac{-\mu_1 \cdot P + F \cdot (-\mu_2 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{\cos \alpha}. \quad (17)$$

Експериментальні дослідження показали, що максимальна сила гнуття P притискним роликком виникає при початковій стадії деформування, тобто, коли кут α рівний нулю. Тому для спрощення розрахунків розв'язок системи рівнянь (1), буде таким:

$$P = F; \quad (18)$$

$$N = (\mu_1 + \mu_2) \cdot P; \quad (19)$$

$$P = \frac{M_{зг}}{l + H_0 + \mu_1 \cdot (R_3 - l) + \mu_2 \cdot (R_0 - l)}. \quad (20)$$

На основі приведених вище формул можна проектувати необхідне технологічне оснащення.

Висновки: встановлено і визначено сили, що виникають у процесі навивання гофрованої стрічки на оправку; досліджено процес деформації і напружено-деформівний стан в місцях згину; створено основу для проектування технологічного оснащення.

Література

1. Технология изготовления спиралей шнеков Гевко Б.М. – Львов: Вища шк., 1986. – 123с.
2. Гудь В.З. Технологічні особливості навивання гвинтових елементів шнекових механізмів/ Наукові нотатки. – Луцьк: ЛДТУ. 2002. – Випуск 11 – с. 107-113.
3. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1968. – 240с.
4. Зубцов М.Е. Листовая штамповка. Л.: Машиностроение, 1980. – 432с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.674.3(477.82)

В.М. Ковальчук
Волинський інститут АПВ

ВПЛИВ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ НА ВЛАСТИВОСТІ ОСУШУВАНИХ ЗЕМЕЛЬ ВОЛИНСЬКОГО ПОЛІССЯ

У статті подано результати аналізу впливу обробітку ґрунту в поєднанні з агромеліоративними заходами на агрофізичні властивості і врожайність осушуваних дерново-підзолистих глейових ґрунтів Волинського Полісся.

Постановка проблеми. Розвиток сільськогосподарського виробництва на меліорованих землях Волинського Полісся відбувався впродовж минулих десятиріч переважно за рахунок розширення посівних площ шляхом проведення осушуваних меліорацій.

У більшості випадків основні елементи землеробства та технології вирощування сільськогосподарських культур механічно переносяться з богарних на осушувані землі, що призводить до низької ефективності їх використання. В результаті, замість економічно вигідних та екологічно безпечних технологій використовуються

високозатратні технології без урахування їх негативного впливу на довкілля.

Сьогодні надзвичайно актуальним є вибір оптимального способу основного обробітку ґрунту у зерно-кормовій сівозміні в умовах біологізації меліоративного землеробства, що забезпечить збільшення продуктивності сільськогосподарських культур, збереження та відтворення родючості осушуваних земель.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблеми осушуваних земель Волинського Полісся та оптимізація ведення основного обробітку ґрунту на них розглянуті в працях А.В. Боговіна, І.Т. Слюсара, М.К. Царенка „Трав’янисті біогеоценози, їхнє поліпшення та раціональне використання”; Б.І. Козловського „Проблеми оптимізації меліоративного стану осушуваних земель у гумідній зоні України”. Даним питанням на сьогодні займається Волинський інститут АПВЕ „Ефективне використання меліорованих земель. Науково-методичні рекомендації”, однак ціла низка питань залишається невирішеними.

Мета роботи – вивчення впливу способів основного обробітку ґрунту в поєднанні з агроеліоративними заходами на зміну водно-фізичних та агрофізичних властивостей осушуваних дерново-підзолистих глейових ґрунтів.

Результати дослідження. Дослідження проводились на дерново-підзолистих глейових ґрунтах, осушуваних гончарним дренажем, дослідного господарства „Перше травня” Рожищенського району Волинської області. Ґрунти стаціонарного дослідження характеризуються такими фізико-хімічними показниками: вміст валового азоту (по К’ельдалю)– 0,10-0,13 %, фосфору (по Ніссену) – 0,049-0,052 %, рухомих форм фосфору та калію (по Кірсанову) – відповідно 5,1-6,3 і 17,4-22,8 мг/100 г. ґрунту. Об’ємна маса горизонту 0-20 см – 1,36 г/см³, рН – 5,4, гідролітична кислотність – 1,7-2,4 мг/екв.н. 100 г. ґрунту. Стаціонарний дослід було закладено в триразовій повторності. Посівна площа ділянки 16 х 6 = 96 м², облікова 12,5 х 4 = 50 м². Схема дослідження передбачає: зернокормову п’ятипільну сівозміну; два основних обробітки ґрунту (оранка на 18-20 см., поверхневий обробіток на 12-14 см), глибоке меліоративне розпушення на 55-60 см та чотири варіанти використання сидеральних культур.

На вивчення були поставлені різні способи основного обробітку ґрунту (оранка, поверхневий обробіток) в поєднанні з глибоким розпушенням на 55-60 см та застосуванням

Таблиця. Розробка способів підвищення родючості дерново-підзолистих глейових ґрунтів і продуктивності сільськогосподарських культур шляхом поєднання основних ланок меліоративного землеробства – обробітку ґрунту удобрення і агро меліоративних заходів (схема стаціонарного досліді)

№№чч ддд	Віртування культур	Обробіток ґрунту			Ф о н н						Всього НРК	Мікро- елементи (фосф., бор, молібден)		
		Оранка (кошування зеп. маск)	Оранка (заробка ж.п.маск)	Поверхневий обробток (скашування ж.п.маск)	Поверхневий обробток (заробка зеп. маск)	N	P ₂ O ₅	K ₂ O	Всього НРК	N			P ₂ O ₅	K ₂ O
1	Конвалена червона (С-й маск на зеп. добриво)	-	-	-	-	40	80	80	200	60	120	120	300	+
2	Озена пшениця	18-20	18-20	12-14	12-14	60	60	60	180	90	90	90	270	
3	Однорічні травяна зелене добриво	глибока розпушення 55-60 см			40	40	40	120	120	60	60	60	180	
4	Кукурудза на спос	18-20	18-20	12-14	12-14	110	80	80	270	165	120	120	405	
5	Ядлинь + квалована	18-20	18-20	12-14	12-14	40	60	60	160	60	90	90	240	+
	Всього					290	320	320	930	435	480	480	1395	
	Добрива на 1 га, кг/га.					58	64	64	186	87	96	96	279	

органомінерального удобрення культур у сівозміні з використанням сидеральних посівів. Схема стаціонарного дослідження наведена в таблиці.

Вивчення різних способів основного обробітку ґрунту в поєднанні з глибоким розпушенням та рівнів удобрення сільськогосподарських культур в зерно-кормовій сівозміні показало, що застосування оранки на 18-20 см з використанням 2-го укусу є ефективним.

При полицевій оранці з використанням сидерату покращувались агрофізичні та водно-фізичні властивості орного шару дерново-підзолистих глейових ґрунтів. За ротацію п'ятипільної зерно-кормової сівозміни (2002-2006 рр.) зменшилась об'ємна маса кореневмісного горизонту на 2,6 %, зросли показники капілярної та повної вологості (в межах 7,1-10,8 %). В результаті цього в орному шарі ґрунту створювались кращі умови водно-повітряного режиму.

Аналіз динаміки запасів продуктивної вологи в шарі ґрунту 0-30 см у першому полі зерно-кормової сівозміни (ярий ячмінь) за 2006 рік показав, що більші запаси продуктивної вологи за вегетаційний період формувались у варіантах з полицевою оранкою на 18-20 см на фоні 2-го року післядії глибокого розпушення з використанням сидератів.

На основі вище вказаного можна зробити такі **висновки**:

- насичення сівозміни сидеральними культурами значно покращує агрофізичні та водно-фізичні властивості орного шару;
- кращим способом основного обробітку ґрунту у зерно-кормовій сівозміні в умовах біологізації меліоративного землеробства є оранка на 18-20 см в поєднанні з глибоким розпушенням на 55-60 см.

Література

1. Боговін А.В., Слюсар І.Т., Царенко М.К. Трав'янисті біогеоценози, їхнє поліпшення та раціональне використання.– К: Аграрна Наука, 2005.– С.284-348.

2. Ефективне використання меліорованих земель. Науково-методичні рекомендації / Під. ред. Волин. ін-ту АПВ.–Луцьк: Волин. ін-т АПВ.–2006, 34 с.

3. Козловський Б.І. Проблеми оптимізації меліоративного стану осушуваних земель у гумідній зоні України // Міжвід. темат. наук. збірник: Меліорація і водне господарство. – К: Аграрна Наука. – 2005, вип.92.– С.89-94.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

ПРО ПОДОЛАННЯ УСКЛАДНЕНЬ ПРИ РОЗВ'ЯЗАННІ КОНТАКТНИХ ЗАДАЧ ПРУЖНОСТІ

Розглянуто шляхи подолання ускладнень, що виникають при розв'язанні контактних задач пружності.

Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі рішення контактних задач для пружного середовища [1,2,3] не є адекватними для випадків, коли середовище (напівплощина для плоскої постановки задачі) обмежене абсолютно твердою опорою, оскільки не забезпечують виконання кінцевих граничних умов. Так, рішення для середовища при зміні $x = \{-\infty; \infty\}$, $z = \{0; H\}$, або $x = \{0; \infty\}$, $z = \{0; H\}$ пропонується розв'язувати з використанням гармонічних потенціальних функцій виду [2]:

$$p(x, z) = \ln \left[\operatorname{ch} \left[\frac{\pi(x - \xi)}{H} \right] - \cos \left[\frac{\pi(z - \zeta)}{H} \right] \right],$$

$$p(x, z) = \sin \left[\frac{\pi(z - \zeta)}{H} \right] \frac{1}{\operatorname{ch} \left[\frac{\pi(x - \xi)}{H} \right] - \cos \left[\frac{\pi(z - \zeta)}{H} \right]}.$$

Таке рішення для внутрішньої задачі першого типу з кінематичними крайовими умовами, тобто заданою функцією

$$U(x, z) \Big|_{x=0, z=0} = \{u = f(\xi, \zeta), w = f(\xi, \zeta)\};$$

$$U(x, z) \Big|_{x=\infty, z=H} = \{u = 0, w = 0\}. \quad (1)$$

не відповідає реальному, оскільки, на поверхні контакту функція $U(x, z) \Big|_{x=0, z=0} \rightarrow \infty$, а при $U(x, z) \Big|_{x=\infty, z=H} \neq 0$.

Така постановка задачі надзвичайно поширена в галузі механізації сільського господарства, переробки продукції агропромислового комплексу та інших галузях. Простіше кажучи, задача формулюється таким чином: на середовище (яке може бути формалізоване як ізотропне і яке дозволяє застосовувати методи пружності) діє деформатор, форма якого описується рівнянням поверхні: $F = f(\xi, \zeta)$, при цьому відомими, крім його форми, є умови на поверхні та на границях (1). Задача полягає у знаходженні

можливих переміщень в межах середовища, деформацій, а при застосуванні фізичних рівнянь зв'язку деформацій з напруженнями, в які входять механічні властивості даного середовища – компонентів напружень та розподілу сил по поверхні деформатора. Розв'язок такої задачі дозволяє оптимізувати поверхню деформатора та кінематичні режими його дії з метою забезпечення бажаних змін властивостей середовища при мінімальних витратах енергії.

Другим суттєвим недоліком відомих рішень контактних задач є надзвичайна складність, а в багатьох випадках і неможливість інтегрування потенціальних гармонічних функцій при нелінійності функції поверхні контакту. При цьому, саме такі задачі є найбільш розповсюдженими.

Мета дослідження. Визначити шляхи реального розв'язування контактних задач пружності без суттєвих ускладнень і з достатнім рівнем адекватності для випадків, коли середовище обмежене абсолютно твердою опорою з можливістю інтегрування потенціальних гармонічних функцій при нелінійності функції поверхні контакту.

Результати досліджень. Розглянемо плоску постановку задачі, при якій однорідні рівняння статички можна задовольнити шляхом вираження напружень $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz}$ через одну функцію напружень [1].

Два однорідні рівняння статички:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

тотожно задовольняються за допомогою гармонічних потенціальних функцій:

$$\sigma_x = \frac{\partial p1}{\partial z}, \quad \tau_{zx} = \frac{\partial p1}{\partial x}, \quad \tau_{xz} = \frac{\partial p2}{\partial z}, \quad \sigma_z = \frac{\partial p2}{\partial x},$$

при цьому умова $\tau_{zx} = \tau_{xz}$ призводить до рівняння того ж вигляду, що і (2):

$$\frac{\partial p1}{\partial x} + \frac{\partial p2}{\partial z} = 0.$$

Тому, вводячи до розгляду нову гармонічну потенціальну функцію $p(x, z)$:

$$p1 = \frac{\partial p0}{\partial z}, \quad p2 = -\frac{\partial p0}{\partial x}.$$

Звідки основні співвідношення для напружень виражаться таким чином:

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2}, \tau_{zx} = -\frac{\partial^2 p0}{\partial z \partial x}, \sigma_z = \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2}. \quad (3)$$

Рівняння рівноваги (2) та сумісності деформацій $\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial z \partial x}$ будуть тотожно задоволені, якщо:

Узагальнений закон Гука для плоского напруженого стану матиме вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{E} \left((1-\nu^2) \sigma_x - \nu(1+\nu) \sigma_z \right) \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{E} \left((1-\nu^2) \sigma_z - \nu(1+\nu) \sigma_x \right) \\ \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{xz} \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

де ν - коефіцієнт Пуассона, E - модуль пружності лінійних деформацій.

З урахуванням (3) деформації ε_x , ε_z виражаться через потенціальні гармонічні функції таким чином:

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{E} \left((1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} - (1-\nu^2) \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right). \quad (5)$$

Після інтегрування першого рівняння (5) по x , а другого по z отримаємо вирази:

$$\left. \begin{aligned} u &= C1 - \frac{1}{E} \left(\nu \frac{\partial p0}{\partial x} + x(-1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} \right) \\ w &= C2 - \frac{1}{E} \left(\nu \frac{\partial p0}{\partial z} + x(-1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

де $C1 = u0$, $C2 = w0$ - компоненти швидкостей на 0 поверхні контакту.

Потенціальна гармонічна функція, яка задовольняє граничні умови, може бути прийнята у вигляді логарифмічного потенціалу:

$$p0 = 2Gk \lg[(z - \zeta + 1 - H)^2 + (x - \xi)^2], \quad k = 1/2\pi. \quad (7)$$

Для випадку, коли на поверхні контакту відомі умови вигляду $U(x, z)|_{x=0, z=0} = \{u = f(\xi, \zeta), w = f(\xi, \zeta)\}$, компоненти швидкостей переміщення середовища визначаються як криволінійні інтеграли вигляду:

$$u = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \left(u_0(\xi, \zeta) - u_0(\xi, \zeta) \frac{1}{E} \left(\nu \frac{\partial p_0}{\partial x} + x(-1 + \nu) \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} \right) \right) d\xi, \quad (8)$$

де $u_0(\xi, \zeta)$, $w_0(\xi, \zeta)$ - компоненти переміщень на поверхні контакту деформатор-середовище.

Деформації середовища визначаються, як:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial u}{\partial z}; \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}. \quad (9)$$

На рис. 1 і 2, відповідно, наведено вигляд функції p_0 та w

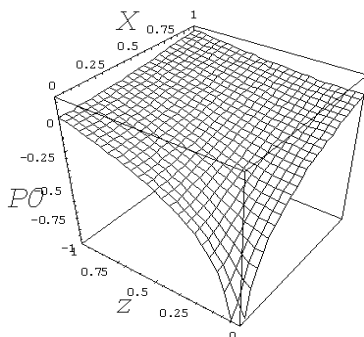


Рис.1. Вигляд функції p_0

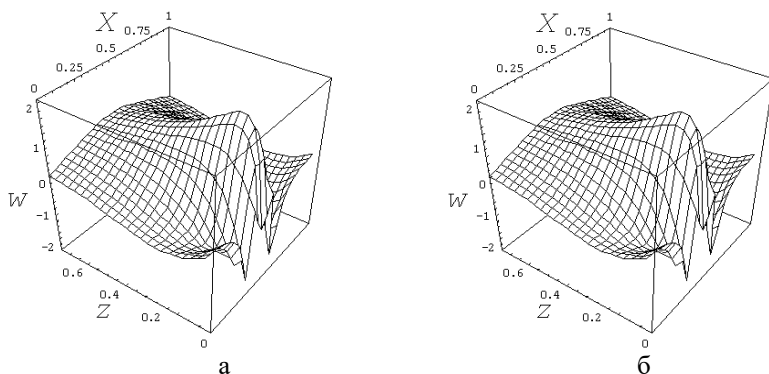


Рис.2. Вигляд функції w - швидкості пружних переміщень при навантаженні вертикальним плоским штампом (розміром $\xi_1 - \xi_2$) зі швидкістю переміщення V в напрямку осі OZ : а - $V = 2$, $\xi_1 = 0.4$, $\xi_2 = 0.6$, б - $V = 1$, $\xi_1 = 0.2$, $\xi_2 = 0.8$

Наявність функцій деформацій та фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями дозволяє визначити розподіл напружень у середовищі. Загальний вигляд функції розподілу деформацій ε_z представлений на рис. 3.

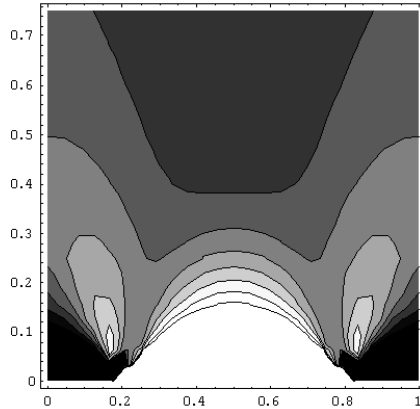


Рис. 3. Вигляд функції розподілу деформацій ε_z при $V = 1$, $\xi_1 = 0.2$, $\xi_2 = 0.8$ (абсолютні значення та ізолінії деформацій)

Таким чином визначаються функції розподілу переміщень, деформацій та напружень у пружному середовищі при заданих поверхневих умовах у вигляді переміщень (швидкостей переміщень).

У багатьох випадках вирішення задач контактної взаємодії важливим буває необхідність знань про вигляд розподілу напружень (тиску) на поверхні контакту деформатор довільної геометричної форми – середовище. Контактний тиск визначається при знанні фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями при використанні рівнянь (9) за умови, що $x - \xi = \delta$, $z - \zeta = \delta$, де δ – мінімальна величина, яка дозволяє позбутися сингулярності функцій (9).

При розв'язанні конкретних задач контактної взаємодії, особливо коли функції поверхні $F = f(\xi, \zeta)$ не є лінійною, виникають майже нездоланні труднощі при інтегруванні функцій (8). Для подолання цих труднощів для визначення розподілу деформацій (напружень) на поверхні контакту можна застосувати таку процедуру:

Визначаються компоненти переміщень (швидкостей) (кінематичні початкові умови);

Шляхом диференціювання визначаються функції:

$$du = u_0(\xi, \zeta) - u_0(\xi, \zeta) \frac{1}{E} \left(v \frac{\partial p_0}{\partial x} + x(-1 + v) \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} \right);$$

$$dw = w_0(\xi, \zeta) - w_0(\xi, \zeta) \frac{1}{E} \left(v \frac{\partial p_0}{\partial z} + x(-1 + v) \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} \right).$$

Шляхом диференціювання визначаються компоненти деформацій: $d\varepsilon_x = \frac{\partial du}{\partial x}$; $d\varepsilon_z = \frac{\partial dw}{\partial z}$.

Визначається вигляд функцій $d\varepsilon_{x0} = d\varepsilon_x \Big|_{x-\xi=\delta, z-\zeta=\delta}$,

$$d\varepsilon_{z0} = d\varepsilon_z \Big|_{x-\xi=\delta, z-\zeta=\delta};$$

Шляхом інтегрування визначаються функції вигляду:

$$\varepsilon_{x0} = \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} \varepsilon_{x0} d\zeta, \quad \varepsilon_{z0} = \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} d\varepsilon_{z0} d\zeta, \text{ які є ні чим іншим як деформаціями}$$

середовища на поверхні контакту.

Слід відзначити, що з досвіду розв'язання контактних задач інтегрування останніх виразів не викликає суттєвих труднощів.

Висновок. Визначено шляхи реального розв'язування контактних задач пружності без суттєвих ускладнень і з достатнім рівнем адекватності для випадків, коли середовище обмежене абсолютно твердою опорою з можливістю інтегрування потенціальних гармонічних функцій при нелінійності функції поверхні контакту

Література

1. Лурье А.И. Теория упругости. – М.:Наука, 1970. – 940 с.
2. Полянин А.Д. Справочник по линейным уравнениям математической физики. – М.: Физматлит, 2001.—576 с.
3. Джонсон К.: Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989.—510 с.

В.П. Ковбаса д.т.н., В.С. Ловейкін д.т.н.
Національний аграрний університет
К.І. Почка
Київський національний університет будівництва і архітектури

КІНЕМАТИКА ВЗАЄМОДІЇ УЩІЛЬНЮЮЧОГО КОТКА З ШАРОМ СЕРЕДОВИЩА ОБМЕЖЕНОЇ ГЛИБИНИ

У статті наведено аналіз розподілу переміщень та деформацій середовища, яке допускає формалізацію як пружне суцільне середовище з обмеженою глибиною під дією котка в плоскій постановці. Наведені аналітичні залежності деформацій на поверхні контакту коток-середовище.

Постановка задачі. В багатьох задачах техніки виникає необхідність визначення контактних деформацій та напружень, а також розподілу переміщень, деформацій і напружень у середовищі під дією деформаторів різної геометричної форми. Однією з таких задач є визначення характеру деформацій та напружень, а також контактних напружень на поверхні з подальшим визначенням сил опору при взаємодії жорсткого котка з деформованим середовищем.

Мета дослідження. Розв'язок задачі контактної взаємодії коток-пружне суцільне середовище для оптимізації параметрів та режимів роботи ущільнюючого котка.

Результати дослідження. Внаслідок симетричності дії котка відносно поздовжньо-вертикальної площини може вирішуватись задача у плоскій постановці. Плоска постановка задачі виправдана відсутністю можливості деформування в поперечному напрямку, оскільки коток діє по всій ширині середовища, розміщеного в абсолютно жорстких стінках. Схема взаємодії котка з середовищем в загальному випадку представлена на рис. 1.

Середовище, на яке діє коток в плоскій постановці задачі, характеризується розмірами: в напрямку осі OZ - H , в напрямку осі OX - ∞ . При цьому денна поверхня середовища співпадає з віссю OX . Нижня границя середовища на відстані H від осі OX обмежена абсолютно жорсткою нерухомою основою. Система координат, в якій представлено поверхню котка $\xi O\zeta$, співпадає з системою координат середовища за напрямками XOZ .

Поверхня циліндричного котка в системі координат $\xi O\zeta$ при розміщенні осі котка в точці O_0 виражається рівнянням неявного вигляду (рис.1):

$$r^2 = (\zeta + r - h)^2 + \xi^2 ;$$

та у параметричному вигляді:

$$\xi = r \sin \theta ; \zeta = r \cos \theta - (r - h), \quad (1)$$

де θ кут повороту радіуса.

Половина горизонтальної проекції та вертикальна проекція (глибина ходу) зони контакту зв'язані співвідношеннями:

$$a = \sqrt{2hr - h^2} ; h = r - \sqrt{r^2 - h^2} .$$

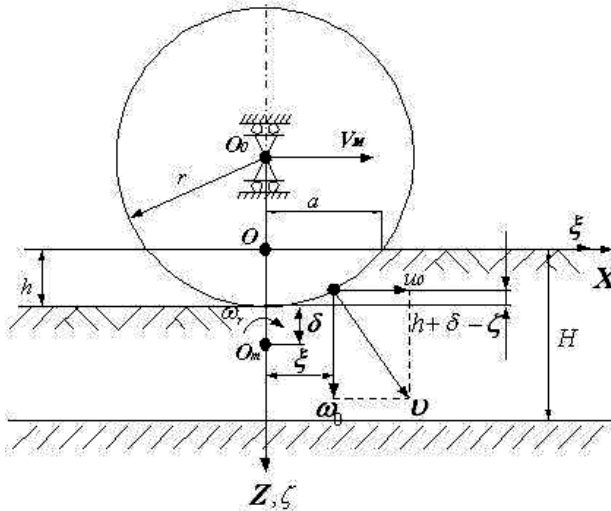


Рис. 1. Схема взаємодії ущільнюючого котка з середовищем обмеженої глибини H

З умов постановки задачі, вісь котка має можливість переміщення лише в напрямку осі OX зі швидкістю V_m , при цьому переміщення у вертикальному напрямку заборонені. За таких умов точки контакту котка з середовищем будуть обертатися навколо миттєвого центра обертання O_m , який розміщується на осі OZ ідем $O\zeta$ на відстані δ від нижньої точки контакту коток-середовище, з кутовою швидкістю

$$\omega_r = V_m / (r + \delta),$$

де δ - величина, що враховує умови буксування – ковзання котка.

Проекції на горизонтальну та вертикальну вісі швидкостей можливих переміщень середовища на поверхні контакту коток-середовище матимуть вигляд:

$$u_0 = \omega_r \zeta l; \quad w_0 = \omega_r \xi, \quad (2)$$

де $\zeta l = r + \delta - \sqrt{r^2 - \xi^2}$, $\zeta l = r + \delta - r \cos[\theta]$.

Залежності (2) є початковими умовами для розв'язання задачі Діріхле.

Компоненти швидкостей переміщень середовища на відстані від поверхні котка, для умов плоскої постановки задачі, можуть бути знайдені у вигляді потенціальних гармонічних функцій, які задовольняють початковим умовам (2) і прямують до нуля при $x \rightarrow \infty$ та $z \rightarrow H$.

Відомі рішення контактних задач для пружного середовища [1, 2, 3] не є адекватними для випадків, коли середовище (напівплощина для плоскої постановки задачі) обмежена абсолютно твердою опорою, оскільки не забезпечують виконання кінцевих граничних умов. Так, задачі для середовища при зміні $x = \{-\infty; \infty\}$, $z = \{0; H\}$, або $x = \{0; \infty\}$, $z = \{0; H\}$ пропонується розв'язувати з використанням гармонічних потенціальних функцій виду:

$$p(x, z) = \ln \left[\operatorname{ch} \left[\frac{\pi(x - \xi)}{H} \right] - \cos \left[\frac{\pi(z - \zeta)}{H} \right] \right],$$

$$p(x, z) = \sin \left[\frac{\pi(z - \zeta)}{H} \right] \frac{1}{\operatorname{ch} \left[\frac{\pi(x - \xi)}{H} \right] - \cos \left[\frac{\pi(z - \zeta)}{H} \right]}. \quad [2]$$

Таке рішення для внутрішньої задачі першого типу з кінематичними крайовими умовами, повинно забезпечувати граничні умови такого виду:

$$U(x, z) \Big|_{x=0, z=0} = \{u = f(\xi, \zeta), w = f(\xi, \zeta)\};$$

$$U(x, z) \Big|_{x=\infty, z=H} = \{u = 0, w = 0\}. \quad (3)$$

Така постановка задачі широко поширена в галузі механізації сільського господарства, переробки продукції агропромислового комплексу та інших галузях. Простіше кажучи, задача формулюється таким чином: на середовище (яке може бути формалізоване як ізотропне і яке дозволяє застосовувати методи пружності) діє

деформатор, форма якого описується рівнянням поверхні: $F = f(\xi, \zeta)$, при цьому відомими крім його форми є умови на поверхні та на границях (3). Задача полягає у знаходженні можливих переміщень в межах середовища, деформацій, а при застосуванні фізичних рівнянь зв'язку деформацій з напруженнями, в які входять механічні властивості даного середовища – компонентів напружень та розподілу сил по поверхні деформатора. Розв'язок такої задачі дозволяє оптимізувати поверхню деформатора та кінематичні режими його дії з метою забезпечення бажаних змін властивостей середовища при мінімальних витратах енергії.

Розглянемо плоску постановку задачі, при якій однорідні рівняння статки можна задовольнити шляхом вираження напружень $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz}$ через одну функцію напружень [1].

Два однорідні рівняння статки:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} = 0, \quad (4)$$

тотожно задовольняються за допомогою гармонічних потенціальних функцій:

$$\sigma_x = \frac{\partial p1}{\partial z}, \quad \tau_{zx} = \frac{\partial p1}{\partial x}, \quad \tau_{xz} = \frac{\partial p2}{\partial z}, \quad \sigma_z = \frac{\partial p2}{\partial x},$$

при цьому умова $\tau_{zx} = \tau_{xz}$ призводить до рівняння того ж вигляду, що і (2):

$$\frac{\partial p1}{\partial x} + \frac{\partial p2}{\partial z} = 0.$$

Тому, вводячи до розгляду нову гармонічну потенціальну функцію $p(x, z)$, отримаємо:

$$p1 = \frac{\partial p0}{\partial z}, \quad p2 = -\frac{\partial p0}{\partial x}.$$

Звідки основні співвідношення для напружень виражаться таким чином:

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2}, \quad \tau_{zx} = -\frac{\partial^2 p0}{\partial z \partial x}, \quad \sigma_z = \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2}. \quad (5)$$

Рівняння рівноваги (4) та сумісності деформацій $\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial z \partial x}$ будуть тотожно задоволені, якщо:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left(\frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right) = 0.$$

Узагальнений закон Гука для плоского напруженого стану матиме вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{2G} \left(\sigma_x - \frac{\nu}{1+\nu} \sigma \right), \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{2G} \left(\sigma_z - \frac{\nu}{1+\nu} \sigma \right) \\ \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{1}{G} \tau_{xz}, \quad \sigma = \sigma_x + \sigma_z \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

де ν - коефіцієнт Пуассона; G - модуль пружності зсувних деформацій.

Для випадку плоскої деформації при відсутності третьої складової переміщень в напрямку осі ou : $\nu = 0$ рівняння (6) набудуть вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{2G} (\sigma_x - \nu \sigma), \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{2G} (\sigma_z - \nu \sigma) \\ \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{1}{G} \tau_{xz}, \quad \sigma = \sigma_x + \sigma_z \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

З урахуванням (5) деформації ε_x , ε_z виражаться через потенціальні гармонічні функції таким чином:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{2G} \left(-\nu(1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} - (1-\nu^2) \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} \right), \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{2G} \left(-\nu(1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} - (1-\nu^2) \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Після інтегрування першого рівняння (8) по x , а другого по z отримаємо вирази:

$$\begin{aligned} u &= C1 - \frac{1}{E} \left(\nu \frac{\partial p0}{\partial x} + x(-1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} \right), \\ w &= C2 - \frac{1}{E} \left(\nu \frac{\partial p0}{\partial z} + x(-1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right), \end{aligned} \quad (9)$$

де $C1 = u0$, $C2 = w0$ -- компоненти швидкостей на поверхні контакту.

Потенціальна гармонічна функція, яка задовольняє граничні умови може бути прийнята у вигляді логарифмічного потенціалу:

$$p0 = \int_0^l f(\xi, \zeta) 2Gk \lg l \left(\frac{z-\zeta}{H} \right)^2 + \left(\frac{x-\xi}{H} \right)^2 dl, \quad k = 1/3 \pi H. \quad (10)$$

Для випадку представлення поверхні навантаження переміщенням (швидкостями переміщень) у параметричному вигляді

потенціальні функції виражаться таким чином:

$$\text{для } u - u = u_0 - (v au1 + x(-l + v) au2),$$

$$\text{для } w - w = w_0 - (v aw1 + x(-l + v) aw2).$$

Функції, що входять до останніх залежностей мають вигляд:

$$\begin{aligned} au1 &= \frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\theta} \frac{k r (r + \delta - \cos \theta) \lg \left[\theta \frac{(-h + r + z - r \cos \theta)^2}{H^2} + \frac{(x - r \sin \theta)^2}{H^2} \right] V_m \sin \theta}{r + \delta} d\theta; \\ au2 &= \frac{\partial^2}{\partial z^2} \int_0^{\theta} \frac{k r (r + \delta - \cos \theta) \lg \left[\theta \frac{(-h + r + z - r \cos \theta)^2}{H^2} + \frac{(x - r \sin \theta)^2}{H^2} \right] V_m \sin \theta}{r + \delta} d\theta; \\ aw1 &= \frac{\partial}{\partial z} \int_0^{\theta} \frac{k r^2 \cos \theta \lg \left[\theta \frac{(-h + r + z - r \cos \theta)^2}{H^2} + \frac{(x - r \sin \theta)^2}{H^2} \right] V_m \sin \theta}{r + \delta} d\theta; \\ aw2 &= \frac{\partial^2}{\partial x^2} \int_0^{\theta} \frac{k r^2 \cos \theta \lg \left[\theta \frac{(-h + r + z - r \cos \theta)^2}{H^2} + \frac{(x - r \sin \theta)^2}{H^2} \right] V_m \sin \theta}{r + \delta} d\theta. \end{aligned} \quad (11)$$

Межі інтегрування виразів (11) виражаються таким чином. На поверхні середовища величина $\zeta = 0$, отже, з виразу

$$\zeta = r \cos \theta - (r - h) = 0 \text{ маємо: } \theta = \pm \arccos \frac{-h + r}{r}.$$

$$\text{При } \zeta = h, \zeta = r \cos \theta - (r - h) = h, \text{ маємо: } \theta = 0.$$

Потенціальні гармонічні функції (11) дозволяють визначити компоненти переміщень (швидкостей переміщень) середовища під дією котка.

Компоненти деформацій середовища під дією котка для пружного середовища визначаються, як:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}; \quad (12)$$

На рис. 2 представлені ізолінії розподілу деформацій середовища

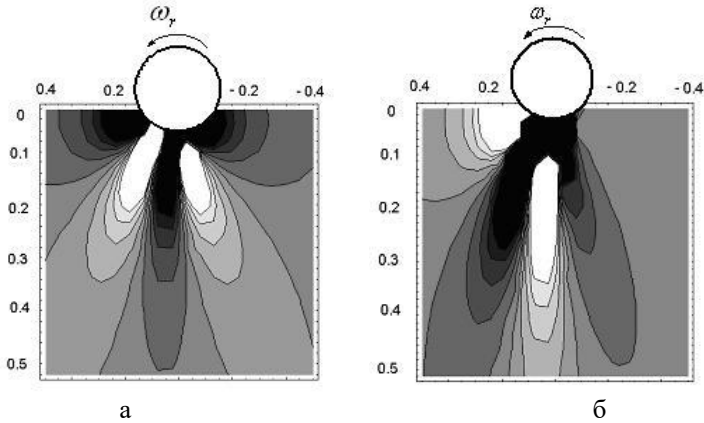


Рис. 2. Ізолінії розподілу деформацій середовища: а – ε_x , б – ε_z

Для визначення розподілу тиску по поверхні котка, що взаємодіє з середовищем необхідно визначити компоненти деформацій на поверхні контакту при умові: $x - \xi = \lambda; z - \zeta = \lambda$, де λ – мінімальна величина, яка дозволяє позбутися сингулярності функцій (12). Далі необхідно з урахуванням фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями визначити компоненти напружень на поверхні контакту.

Інтегральні зусилля опору перекошування котка визначаються як криволінійні інтеграли відповідних компонент тиску.

На жаль, інтегрування потенціальних функцій (11) для випадків нелінійності форми поверхні контакту $F = f(\xi, \zeta)$ пов'язане з надзвичайною громіздкістю виразів, а в багатьох випадках неможливістю інтегрування в аналітичному вигляді. Тому для визначення виразів розподілу деформацій, напружень та зусиль на поверхні контакту в аналітичному вигляді можна виконати таку процедуру:

– шляхом диференціювання потенціальних функцій визначаються значення питомих переміщень середовища від питомого навантаження:

$$du = u_0(\xi, \zeta) - u_0(\xi, \zeta) \frac{1}{E} \left(v \frac{\partial p_0}{\partial x} + x(-1 + \nu) \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} \right),$$

$$dw = w_0(\xi, \zeta) - w_0(\xi, \zeta) \frac{1}{E} \left(v \frac{\partial p_0}{\partial z} + x(-1 + \nu) \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} \right);$$

– шляхом диференціювання визначаються компоненти деформацій: $d\varepsilon_x = \frac{\partial du}{\partial x}$; $d\varepsilon_z = \frac{\partial dw}{\partial z}$;

– визначається вигляд функцій $d\varepsilon_{x0} = d\varepsilon_x \Big|_{x-\xi=\lambda, z-\zeta=\lambda}$,
 $d\varepsilon_{z0} = d\varepsilon_z \Big|_{x-\xi=\lambda, z-\zeta=\lambda}$;

– шляхом інтегрування визначаються функції вигляду:

$$\varepsilon_{x0} = \int_0^h \varepsilon_{x0} d\zeta, \quad \varepsilon_{z0} = \int_{-a}^a d\varepsilon_{z0} d\xi, \text{ які є ні чим іншим, як деформаціями}$$

середовища на поверхні контакту з котком.

В цьому випадку розподіл компонент деформацій по поверхні контакту матиме вигляд:

$$d\varepsilon_{x0} = -\frac{2k\left(r+\delta-\sqrt{(-h+r+\zeta)^2}\right)(I+\lambda)V_m}{(r+\delta)\lambda^2};$$

$$d\varepsilon_{z0} = -\frac{2k(I+\nu)\xi V_m}{(r+\delta)\lambda^2}. \quad (13)$$

Інтегральні значення розподілу деформацій на поверхні контакту (криволінійні інтеграли) матимуть вигляд:

$$\varepsilon_x = -\frac{hk\left(2r^2+h\sqrt{r^2}-2r\sqrt{r^2}+2r\delta\right)(I+\nu)V_m}{r(r+\delta)\lambda^2};$$

$$\varepsilon_z = -\frac{hk(h-2r)(I+\nu)V_m}{r(r+\delta)\lambda^2}. \quad (14)$$

Залежності (13), (14) придатні для практичного застосування. За наявності фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями можуть бути визначені розподіл тиску та зусилля на поверхні котка при взаємодії його з пружним середовищем.

На рис. 3 наведено залежності розподілу деформацій від радіуса котка r , глибини шару середовища H та заглиблення котка h

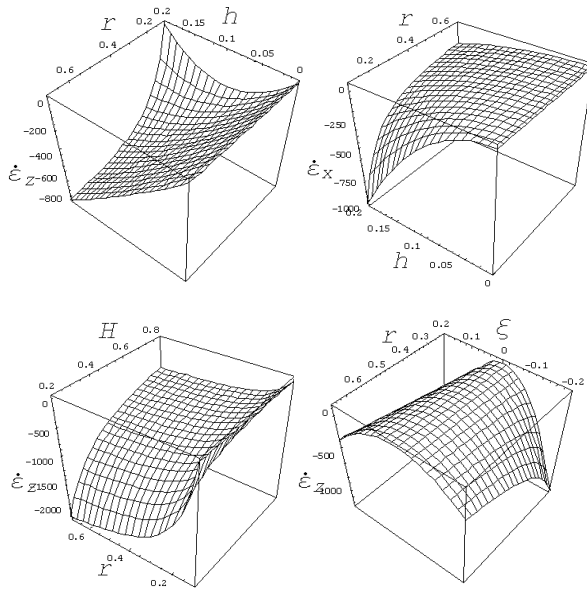


Рис. 3. Залежності розподілу деформацій від радіуса котка r , глибини шару середовища H та заглиблення котка h

Висновок. Розв’язана задача взаємодії котка з середовищем обмеженої глибини є передумовою оптимізації параметрів та режимів взаємодії з метою забезпечення необхідних змін властивостей середовища при мінімальній енергомісткості процесу

Література

1. Лурье А.И. Теория упругости. – М.: Наука, 1970. – 940 с.
2. Полянин А.Д. Справочник по линейным уравнениям математической физики. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 576 с.
3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
4. Ишлинский А.Ю. О качении жестких и пневматических колес по деформируемому грунту// Прикладные задачи механики. Книга первая. Механика вязкоупругих и не вполне упругих тел. М.:Наука, 1986. – С.293-314.

Л.Ю. Кокалюк

Луцький державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ ВОРОХУ НАСІННЯ ТРАВ

У статті представлено результати експериментальних досліджень процесу конвективного сушіння вороху насіння трав.

Постановка проблеми. У більшості сільськогосподарських районів України насіння трав збирають з підвищеною вологістю. Щоб зберегти і поліпшити якість насіння, необхідним є його сушіння – ефективний захід у комплексі післязбирального обробітку насіння трав.

Залежно від початкової вологості, культури і якісного стану насіння застосовують різні методи та засоби сушіння. Висока температура сушильного агенту призводить до зниження енергії проростання та схожості насіннєвого матеріалу. З іншого боку, нерациональні температурні режими зменшують продуктивність сушарки. Тому актуальним є дослідження параметрів процесу сушіння вороху насіння трав, з метою забезпечення оптимальних режимів для досягнення найбільшої продуктивності сушильних комплексів та якісних показників насіння при найменших питомих витратах палива та електроенергії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанню дослідження процесів сушіння вороху насіння трав та інших сільськогосподарських матеріалів присвячені праці ряду науковців [1, 2, 3, 4, 5]. У результаті аналізу літературних джерел встановлено, що основними факторами, які впливають на процес сушіння, є температура і швидкість сушильного агенту, режими його подачі, початкова вологість, розмірні характеристики насіння та інші фактори.

Отримані результати вказують на те, що зазначені параметри є визначальними при встановленні енергозберігаючих засобів і методів сушіння. Але це питання потребує додаткових досліджень, оскільки структура формування шарів вороху насіння трав та кінетика сушіння даного матеріалу має свої особливості.

Мета дослідження. Дослідити кінетику процесу сушіння вороху насіння трав за умови використання коливних температурних режимів подачі сушильного агенту.

Результати дослідження. Дослідження процесу конвективного сушіння вороху насіння трав проводилось на розробленій лабораторній установці, що складається з вентилятора, калорифера, гнучкого з'єднання, сушильної камери з касетами для матеріалу (рис. 1).



Рис. 1. Лабораторна установка для дослідження процесу конвективного сушіння вороху насіння трав

Сушильна камера виготовлена у вигляді циліндра, у який встановлено вісім касет з перфорованим днищем. У калорифер вмонтовано датчик температури. З його допомогою вручну встановлюють температуру теплоносія. У разі необхідності подачі атмосферного повітря калорифер вимикають. Витрата повітря регулюється повітророзподільною заслінкою.

Дослідна установка працює так: вологе атмосферне повітря вентилятором подається до калорифера, де нагрівається до заданої температури, і повітропроводом подається у сушильну камеру. В сушильній камері агент сушіння проходить крізь касети, наповнені ворохом насіння трав. Відпрацьований сушильний агент виводиться із сушильної камери.

Експериментальні показники знімались після пуску установки і встановлення сталих теплових та аеродинамічних характеристик теплоносія. Досліди проводили на штучно зволоженому насінні вівсяниці з початковою вологістю $W_n = 28\% \dots 35\%$.

Перед проведенням дослідів було виконано зважування матеріалу і касет. Заповнені касети вставляли в сушильну камеру й розпочинали процес сушіння. Зважування касет разом з ворохом насінням здійснювали через кожні 10 хвилин протягом часу сушіння. Підраховуючи різницю між масою касети із насінням та порожньою касетою, визначали кількість видаленої вологи. Вологість матеріалу у наважках встановлювали шляхом висушування вороху насіння у термошафі.

Проведена обробка дослідних даних дала змогу отримати криві сушіння матеріалу та встановити зміну вологості вороху насіння трави протягом періоду сушіння. Результати досліджень представлені на рис. 2. Експериментальні точки на графіку є середнім значенням за трьома повторюваностями. Цифрами 1,2,...,7,8 показано номери касет, починаючи із нижньої.

Сушіння насіння вівсяниці здійснювалось за трьома варіантами. Сушіння матеріалу за першим варіантом відбувалося при температурі агента сушіння $t_{ac} = 50 \div 55^\circ\text{C}$ (рис. 2, а). В другому варіанті у сушильну камеру подавали атмосферне повітря температурою $t_{an} = 19 \div 26^\circ\text{C}$ (рис. 2, б).

У третьому варіанті сушіння відбувалося при поперемінній подачі агента сушіння температурою $t_{ac} = 50 \div 55^\circ\text{C}$ і атмосферного повітря температурою $t_{an} = 19 \div 26^\circ\text{C}$ (рис. 2, в). При цьому періоди подачі сушильного агента та атмосферного повітря були рівними між собою $\tau_n = \tau_o$.

Аналіз отриманих експериментальних результатів показує, що підвищення температури теплоносія інтенсифікує процес сушіння, в результаті чого скорочується тривалість термічної обробки насіння. З цією метою в подальшому необхідно уточнити час та гранично допустиму температуру сушильного агента, що контактує із насінневим матеріалом.

Застосування коливних температурних режимів призводить до збільшення загального часу сушіння, однак дає можливість значно знизити витрати на підготовку сушильного агенту. Протягом періоду дії на насінневий матеріал атмосферного повітря спостерігається перерозподіл та вирівнювання вологи за об'ємом шару матеріалу, що відображається на графіку (рис. 2, в) горизонтальними лініями.

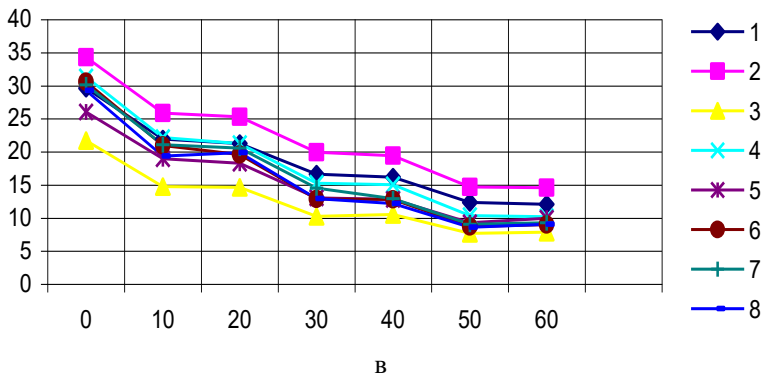
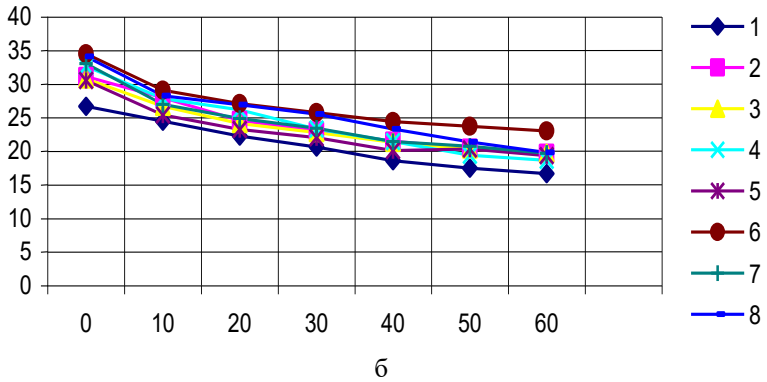
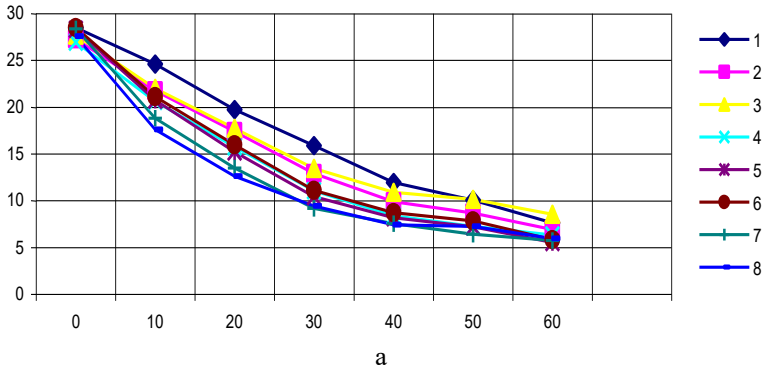


Рис. 2. Зміна вологості матеріалу з часом: а - $W_n = 33,5\%$, $t = 50 \div 55^\circ\text{C}$; б - $W_n = 32,6\%$, $t = 19 \div 26^\circ\text{C}$; в - $W_n = 28,3\%$, $t_{an} = 19 \div 26^\circ\text{C}$, $t_{ca} = 50 \div 55^\circ\text{C}$.

Висновок. Порівняльний аналіз експериментальних кривих свідчить про доцільність дослідження і застосування коливних температурних режимів сушіння з метою розробки енергозберігаючих засобів сушіння вороху насіння трав.

Література

1. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів. Монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
2. Жидко В.И. Лабораторный практикум по зерносушению. – М., 1983.
3. Кршеминский В.С., Попов Н.Я. Сушка семян трав. – М.: Колос, 1984.
4. Кришер О. Научные основы техники сушки. Перевод с нем. канд. техн. наук Левина Д.М. Под ред. проф. доктора техн. наук Гинзбурга А.С. – М.: Издат. иностр. литер., 1961, 535с.
5. Котов Б.И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / УААН, Ин-т механизации и электрификации с. х. – Глеваха, 1994. – 440 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.87

О.А. Колесник

Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ РОБОТИ ГВИНТОВОЇ ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОЇ ЛЕБІДКИ

Наведені результати теоретичних досліджень піднімально-транспортних лебідок як основа для їх проектування. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів елементів лебідок, які можуть мати широке використання в сільськогосподарському виробництві.

Постановка проблеми. Піднімально-транспортні машини і механізми є основою механізації і автоматизації виробництва. Від правильного вибору і розрахунку механізмів машин залежить їх експлуатаційна надійність і довговічність.

Аналіз останніх досліджень. Питанням надійності і довговічності сільськогосподарської техніки присвячені роботи низки авторів [1, 2, 3, 4], однак багато питань залишається невирішеним.

Мета досліджень. Тому темою даної роботи є вироблення теоретичних передумов забезпечення надійної роботи піднімально-транспортних машин, які мають широке використання в сільськогосподарському виробництві для натягування канатів при вирощуванні хмелю, винограду, натягу ліній радіо й електропередач в ремонтних операціях та інше.

Робота виконується в рамках постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою” на 2003...2007 роки.

Результати досліджень. Для забезпечення надійної роботи піднімально-транспортної лебідки розглянуто три варіанти їх використання і введемо аналітичні залежності для розрахунку силових і конструктивних параметрів.

На рис. 1 наведено конструкцію гвинтової піднімально-транспортної лебідки.

Робота піднімально-транспортної лебідки здійснюється наступним чином. Гвинтова опора 1 загвинчується в ґрунт за допомогою металевого стержня 34. Після цього канат 10 розмотують з привідного барабана 9 і гаком 37 захоплюють вантаж 33. Завершивши комплекс підготовчих робіт за допомогою рукоятки 27 вантаж 33 за допомогою каната 10 намотують на привідний барабан 9, а собачка 16 фіксує положення вантажу за допомогою храпового колеса 15.

При підніманні вантажів канат 10 розкручують на привідному барабані 9, гаком 37 захоплюють вантаж 35 і за допомогою рукоятки 27 намотують канат 10 на привідний барабан 9 і здійснюють його піднімання вгору. Фіксацію вантажу 35 здійснюють собачкою 16 через храпове колесо 15.

У разі потреби заміни барабана 9 з канатом 10 відповідного діаметра і довжини його легко замінити. Для цього стяжний болт 29 викручують з різьбового отвору 30 храпової втулки 11 і її витягують вліво, знімаючи привідний барабан 9 з канатом 10. В разі ускладненого витягання храпової втулки 11 з внутрішнього шліцевого отвору привідного барабана 9 в отвір 28 привідного вала 19 вставляють циліндричний штир (на кресленні не показано) діаметром на 3...5 мм більшим отвору 30 і довшим на 30...50 мм від діаметра стяжного

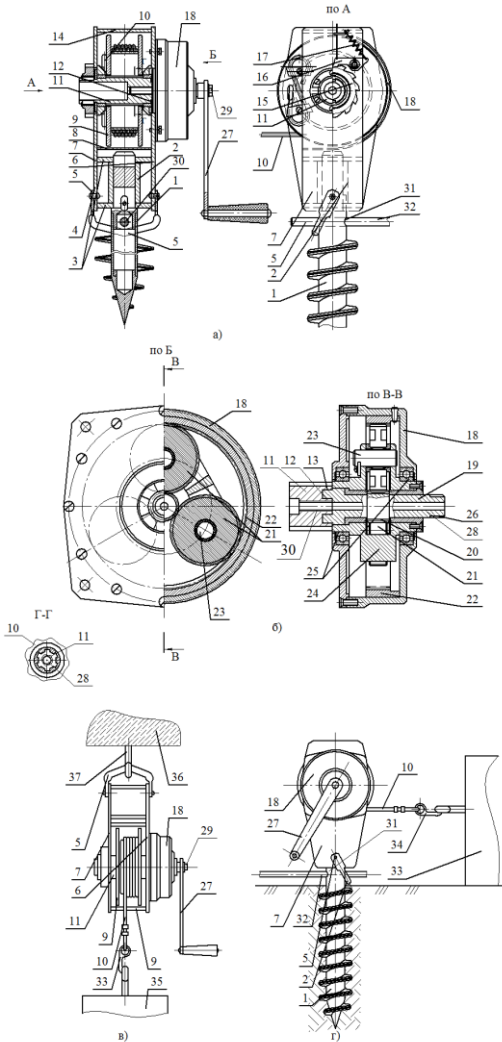


Рис. 1. Піднімально-транспортна гвинтова лебідка: а) загальний вигляд; б) привідний редуктор; в) піднімання вантажів; г) переміщення вантажів.

- 1-гвинтова опора;
- 2-втулка;
- 3-горизонтальні перегородки;
- 4-корпус;
- 5-скоба;
- 6, 7-права і ліва видовжені пластини;
- 8-планка;
- 9-привідний барабан;
- 10-канат;
- 11-храпова втулка;
- 12-храповий виступ;
- 13-редуктор;
- 14-верхня кришка;
- 15, 16-храпове колесо і собачка;
- 17-пружина;
- 18-корпус редуктора;
- 19-привідний вал;
- 20-зубчасте зачеплення;
- 21-сателіти;
- 22-зубчатий вінець;
- 23-пальці;
- 24-кронштейн;
- 25-підшипники;
- 26-квадратна лиска;
- 27-ручка;
- 28-центральный отвір;
- 29-стяжний болт;
- 30-різбовий отвір;
- 31-радіальний отвір;
- 32-стержень

болта 29 до контакту з храповою втулкою. Несильними осьовими ударами в сторону храпової втулки 11 її вибивають з внутрішнього діаметра привідного барабана 9. І на його місце встановлюють інший барабан на шлицеві отвори з іншим канатом відповідної довжини і діаметра. Така конструкція забезпечує розширення технологічних можливостей запропонованої лебідки. Аналогічним чином здійснюється ремонт лебідки в разі обриву або заміни каната 10.

Використовувати лебідку можна і в інших випадках, наприклад, для натягування ліній електропередач, тросів на хмільних, виноградних плантаціях транспортування та піднімання вантажів, у лісовій промисловості, оснащувати лебідками автомобільну та автотракторну техніку.

Крім цього, гвинтова опора 1 може мати циліндричну і складну трикутну, конічну форму для особливо навантажених умов роботи і великих зусиль при переміщенні вантажів.

На рис. 2 наведено розрахункові схеми для трьох випадків використання [5].

Випадок 1: Лебідка перетягує вантаж 1 по горизонтальній шорсткій площині (рис. 2, а).

Умову рівноваги запишеться таким чином:

$$T_1 = F_{mp};$$

де T_1 – натяг троса, Н

F_{mp} – сила тертя ковзання вантажу по площині, Н.

Залежність для визначення натягу троса можна записати у вигляді:

$$T_1 = \mu \left(mg + \frac{m_1 g}{2} \right), \quad (1)$$

де m – маса вантажу, кг;

μ – коефіцієнт тертя ковзання;

m_1 – маса тросу, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Маса троса буде рівною:

$$m_1 = \gamma S l, \quad (2)$$

де γ – густина матеріалу троса, кг/м³;

S – площа поперечного перерізу троса, м²;

l – довжина троса, м.

Крутний момент на барабані 2 визначаємо з залежності.

$$M_1 = T_1 \cdot R_1, \quad (3)$$

де R_1 – радіус барабана, мм.

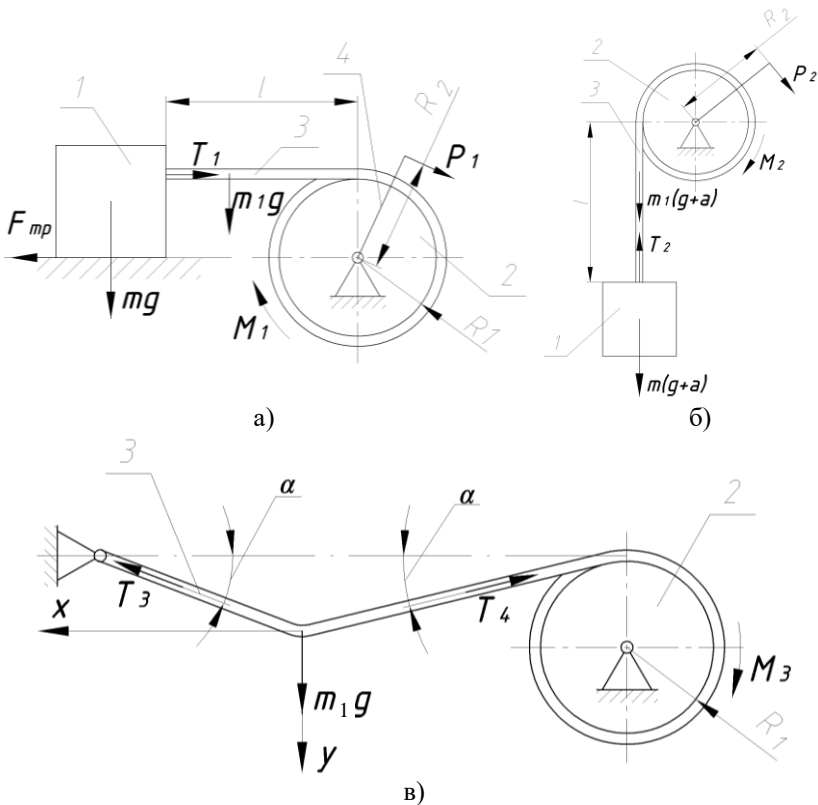


Рис. 2. Розрахункові схеми використання піднімально-транспортної лебідки: а) для транспортування вантажів по горизонтальній площині; б) піднімання вантажів; в) натягування канатів при вирощуванні хмелю, винограду та інше. 1–вантаж; 2–барaban на який навивається трос; 3–трос; 4–рукоятка

Силу, яка необхідна для прокручування барабана 2 за допомогою рукоятки 4, визначаємо їх співвідношення $T_1 \cdot R_1 = P_1 \cdot R_2$.

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot R_1}{R_2}, \quad (3)$$

де R_2 – довжина рукоятки, мм.

Остаточну силу прокручування можна визначити з залежності:

$$P_1 = \mu \left(mg + \frac{m_1 g}{2} \right) R_1 / R_2.$$

Випадок 2: Лебідка піднімає вантаж на деяку висоту (рис. 2, б).

Умова рівноваги запишеться таким чином:

$$T_2 = m(g+a) + m_1(g+a), \quad (4)$$

де T_2 – натяг троса, Н;

a – прискорення, що виникає внаслідок швидкого піднімання вантажу, м/с.

Силу P_2 визначаємо з залежності:

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot R_1}{R_2} = \frac{m(g+a) + \gamma \cdot S \cdot l(g+a) \cdot R_1}{R_2}. \quad (5)$$

Випадок 3: Лебідка натягує трос (рис. 2, в).

Умови рівноваги запишеться таким чином:

$$\text{Вісь } y: m_1 g - T_3 \cdot \sin \alpha - T_4 \cdot \sin \alpha = 0;$$

$$\text{Вісь } x: T_3 \cdot \cos \alpha - T_4 \cdot \cos \alpha = 0;$$

де T_3, T_4 – відповідно натяг троса на лівій і правій ділянках, Н;

Звідси: $T_3 = T_4$; $m_1 g = 2 T_4 \cdot \sin \alpha$;

$$\text{Тоді: } T_4 = \frac{m_1 \cdot g}{2 \cdot \sin \alpha}. \quad (6)$$

Силу P_3 визначаємо за залежністю:

$$P_3 = \frac{T_4 \cdot R_1}{R_2} = \frac{m_1 \cdot g \cdot R_1}{2 \cdot R_2 \cdot \sin \alpha}. \quad (7)$$

Вище наведені залежності можна використовувати для розрахунку гвинтової піднімально-транспортної лебідки, з забезпеченням її експлуатаційної надійності та довговічності.

На рис. 3 приведено залежності крутних моментів, які створює лебідка при перетягуванні вантажу по горизонтальній поверхні і при його підніманні від маси цього вантажу.

З рис. 3 видно, що крутний момент збільшується із збільшенням маси вантажу.

На рис. 4 наведені залежності зміни величини сили натягу троса при його провисанні від кута провисання.

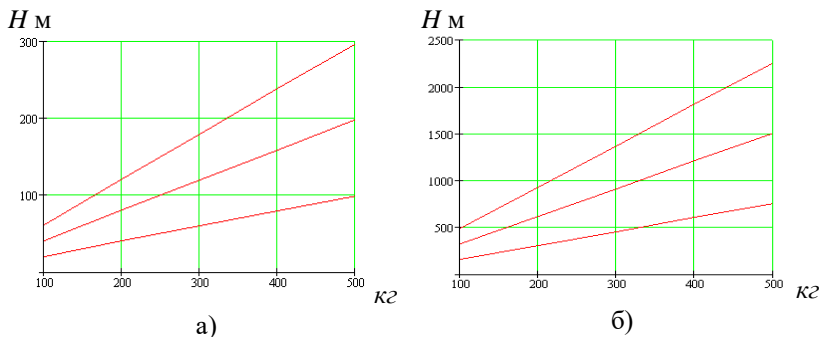


Рис. 3. Гарфіки кругних моментів, які створює лебідка при перетягуванні вантажу по горизонтальній поверхні і при його підніманні від маси вантажу: а) залежність кругного моменту на лебідці при перетягуванні вантажу по горизонтальній поверхні; б) залежність кругного моменту на лебідці при підніманні вантажу

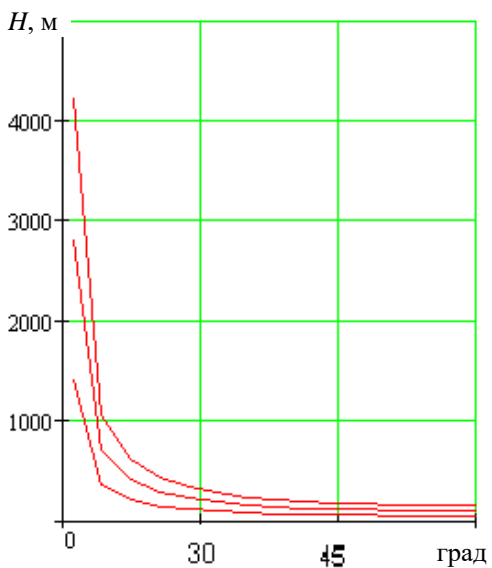


Рис. 4. Залежність сили натягу троса при його натягуванні від кута провисання

Як видно з рис. 4 із збільшенням кута провисання троса сила натягу збільшується.

Висновок. На основі вищенаведеного можна зробити такі **висновки:** а) – розроблена конструкція піднімально-транспортної лебідки з розширеними можливостями використання в сільськогосподарському виробництві; б) – виведені залежності для визначення сил при підніманні вантажу.

Література

1. Анилович В.Я., Карпов В.Г. Обеспечение надежности сельскохозяйственной техники. – К.: Техника, 1989. – 125с.
2. Прийман В.И. Основы надежности сельскохозяйственной техники. – К. Выща школа, 1979. – 192с.
3. Анилович В.Я., Гринченко А.С. Литовченко В.Л. Надежность машин в задачах и примерах. – Харьков: ОКО, 2001. – 319с.
4. Иванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини. К.: Вища школа, 1993. – 414с.
5. Патент на корисну модель №20111, Україна. Пінднімально-транспортна гвинтова лебідка. Гевко І.Б., Колесник О.А., Дзюра В.О. Бюл.№1, 2007.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

С.П. Коропченко, Р.Н. Гілязетдінов, к.т.н, О.А. Примаков
Інститут луб'яних культур УААН

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ КЛИНОПОДІБНОГО ПАСА ПРИ ЗАТИСКУ ЛЬОНОТРЕСТИ

У статті наведено результати повнофакторного експерименту (ПФЕ⁴) з визначення впливу різних факторів на надійність утримання соломи та трести льону пасами клиноподібної форми.

Постановка проблеми. У технологіях отримання довгого волокна льону гостро постало питання утримання та транспортування трести в процесі її переробки. Тому вивчення та визначення впливу факторів, які суттєво впливають на надійність утримання соломи та трести льону пасами нових типів при застосуванні в затискних транспортуючих конвеєрах, є актуальною задачею для первинної переробки льоносировини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На заводах первинної переробки у процесі виділення довгого волокна для транспортування та утримання сирцю в зоні обробки в м'яльно тіпальних агрегатах (МТА) використовують затискні транспортуючі конвеєри. Найбільшого поширення набув затискний пристрій класичного типу (рис. 1), який складається з двох прогумованих "п-подібних" профільних пасів. Такий тип конвеєра має низку істотних недоліків [1 – 5]: ненадійне утримування матеріалу, підвищені витрати електричної енергії тощо. В свою чергу, розроблення нової схеми затискного транспортуючого конвеєра з використанням клиновидного профільного паса надасть можливість усунути ряд основних недоліків.

Мета досліджень – визначити за допомогою повнофакторного дослідження параметри розробленого клиноподібного паса, які істотно впливають на утримання сировини з різними фізико-механічними властивостями.

Результати досліджень. У розробленій схемі нового затискного транспортуючого конвеєра використано клиновидний профільний пас (рис. 2). Затискання матеріалу в даному типі паса здійснюється за рахунок сили витягування $P_{\text{в}}$, яка прикладена робочими органами барабану тіпальної секції МТА, а також за допомогою використання клиноподібної поверхні самого паса. Рух паса в конвеєрі проходить по опорних роликах на відміну від стандартної конструкції, де пас рухається по металевій балці та прижимається притискними роликами.

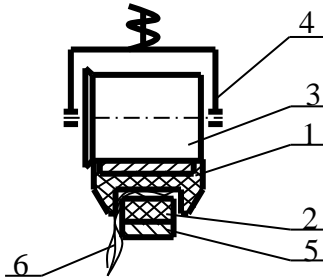


Рис. 1. Поперечний розріз робочої ділянки затискного транспортера тіпальної машини агрегату МТ-100-Л: 1 – ведучий пас; 2 – ведений пас; 3 – притискний ролик; 4 – притискний пристрій; 5 – опора; 6 – оброблювальний матеріал

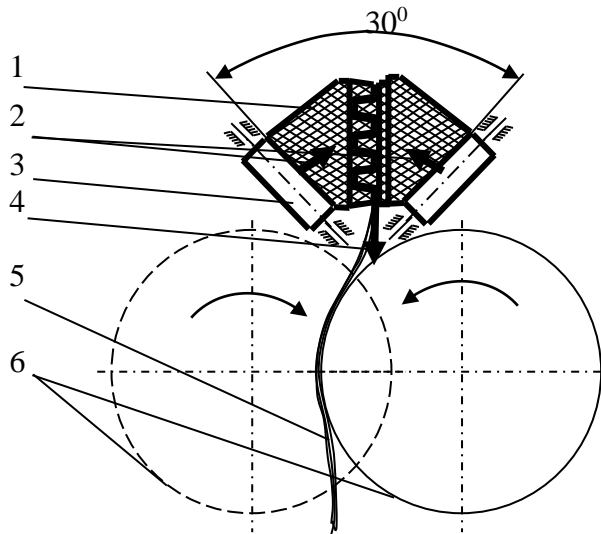


Рис. 2. Схема розроблюваного затисно-транспортуючого конвеєра: 1 – профільний клиноподібний пас; 2 – напрямок сили опору роликів P_p ; 3 – опорні ролики; 4 – напрямок сили витягування P_n ; 5 – оброблюваний матеріал; 6 – тіпальні барабани

У дослідях використана лляна солома та треста (див. табл. 1).

Таблиця 1. Характеристика сировини

Вид сировини	Довжина стебел, мм	Діаметр стебел, мм	Вміст волокна, %	Міцність, даН
треста	102	2	33,7	25
солома	105,5	1,7	23,4	20,4

Досліджуваними факторами при проведенні ПФЕ⁴ були: кут нахилу опорних поверхонь затискного пристрою (X_1), глибина заходження виступів у западини (X_2), вид профілю пасів (X_3) (п-подібний з одним виступом, профільний з трьома виступами), вид сировини (X_4). Рівні факторів, їх натуральне значення та інтервал варіювання наведені в таблиці 2.

Таблиця 2. Рівні факторів, їх натуральне значення та інтервал варіювання

Фактори	Одиниця виміру	Позначення	Рівень факторі	
			нижній (-)	верхній (+)
Кут нахилу опорних поверхонь	град	X_1	30	50
Глибина заходження виступів у западини	мм	X_2	4	8
Вид профілю пасів	–	X_3	П-подібний	профільний
Вид сировини	–	X_4	треста	солома

За параметр оптимізації, при проведенні ПФЕ⁴, прийнято комплексний показник Y_o , який враховує силу висмикування сировини та розраховується за формулою:

$$Y_o = \left(P_p / P_c \right) 100, \% \quad (1)$$

де P_p – сила розриву (висмикування) або найбільша сила, яку витримувала сировина до моменту висмикування із затиску або розриву, даН; P_c – міцність сировини, даН.

Досліди проводили згідно з існуючими методиками [6], а одержані показники параметра оптимізації наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Значення параметра оптимізації

№ дослідю	Середнє значення параметра оптимізації \bar{y}	Дисперсія D	Середнє квадратичне відхилення σ
1	72,0	10,0	2,4
2	69,2	5,2	1,8
3	80,8	27,2	4,2
4	77,2	23,2	4,2
5	86,8	19,2	3,0
6	77,6	20,8	3,5
7	88,8	15,2	3,0
8	83,2	13,2	3,0
9	72,6	8,5	2,4
10	44,3	3,8	1,6
11	90,4	13,2	2,8
12	86,1	32,1	4,5
13	99,6	38,8	4,2
14	69,6	18,9	3,5
15	100,0	47,3	5,2
16	92,2	32,1	4,5

Лінійне рівняння регресії для нашого випадку має вигляд:

$$\begin{aligned}
 Y = & B_0 + B_1X_1 + B_2X_2 + B_3X_3 + B_4X_4 + B_{12}X_1X_2 + B_{13}X_1X_3 + \\
 & + B_{14}X_1X_4 + B_{23}X_2X_3 + B_{24}X_2X_4 + B_{34}X_3X_4 + B_{123}X_1X_2X_3 + B_{124}X_1X_2X_4 + \\
 & + B_{234}X_2X_3X_4 + B_{134}X_1X_3X_4 + B_{1234}X_1X_2X_3X_4.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Чисельні значення коефіцієнтів у рівнянні регресії визначали за формулою

$$B = (1/N) \sum_i^N \bar{y}_i X_i,
 \tag{3}$$

де \bar{y}_i – середнє значення параметру оптимізації i -го дослідю; X_i – значення i -го фактору в кодованому вигляді; N – кількість дослідів.

Користуючись матрицею планування з фіктивною перемінною, обчислюємо коефіцієнти та підставляємо в лінійне рівняння, яке матиме вигляд:

$$\begin{aligned}
 V = & 80,6 - 5,7X_1 + 6,7X_2 + 6,6X_3 + 1,2X_4 + 3,1X_1X_2 - 0,9X_1X_3 - 3,1X_1X_4 - \\
 & - 2,9X_2X_3 + 3,6X_2X_4 + 1,9X_3X_4 + 0,2X_1X_2X_3 + 2,7X_1X_2X_4 - \\
 & - 1,7X_2X_3X_4 + 0,2X_1X_3X_4 - 0,4X_1X_2X_3X_4.
 \end{aligned} \quad (4)$$

За критерієм Кохрена перевіримо відтворюваність дослідів:

$$Kp = D_{max} / \sum_1^N D_i = 0,144, \quad (5)$$

де D_{max} – найбільше число із дисперсій з паралельних серій;
 $\sum_1^N D_i$ – сума дисперсій дослідів.

Табличне значення критерію Кохрена для довірчої ймовірності $P_\alpha = 0,95$ і числа ступенів вільності ($f=n-1$) становить $0,19$. Проведені досліди відтворювані, оскільки $Kp < K_T$.

Дисперсію відтворюваності знаходимо з виразу:

$$D_y = (1/(N(n-1))) \sum_1^N D_i = 5,14, \quad (6)$$

де N – кількість проведених дослідів; n – необхідне число повторюваних дослідів; $\sum_1^N D_i$ – сума дисперсій дослідів.

Після знаходження дисперсії відтворюваності обчислюємо дисперсію коефіцієнтів регресії D_e , а далі підраховуємо середньоквадратичне відхилення:

$$\sigma_e = \sqrt{D_e} = 0,25. \quad (7)$$

Значимість коефіцієнтів регресії визначаємо за допомогою критерію Стьюдента t_p за формулою:

$$t_p = |B|/\sigma. \quad (8)$$

Отримані значення порівнюємо з табличним значенням критерію Стьюдента $t_m=2$ при довірчій ймовірності $P_\alpha=0,95$. Якщо $t_p < t_m$, то коефіцієнт регресії не значимий. Після проведених розрахунків остаточне рівняння регресії набуло вигляд:

$$\begin{aligned}
 V = & 80,6 - 5,7X_1 + 6,7X_2 + 6,6X_3 + 1,2X_4 + 3,1X_1X_2 - 0,9X_1X_3 - 3,1X_1X_4 - \\
 & - 2,9X_2X_3 + 3,6X_2X_4 + 1,9X_3X_4 + 2,7X_1X_2X_3 - 1,7X_2X_3X_4.
 \end{aligned} \quad (9)$$

Перевірку адекватності математичної моделі (рівняння регресії) проводимо за критерієм Фішера як відношення дисперсії адекватності до дисперсії відтворюваності:

$$F_p = D_{ao} / D_y = 2,09. \quad (10)$$

де D_{ao} —дисперсія адекватності;

D_y —дисперсія відтворюваності

Дисперсія адекватності пов'язана з відхиленням експериментальних значень параметру оптимізації і дорівнює:

$$D_{ao} = (n/(N - n)) \sum_1^N (y - \bar{y})^2 = 10,73. \quad (11)$$

Запропонована математична модель (1) адекватно описує досліджуваний об'єкт, оскільки $F_p < F_m$ ($F_p=2,09$, $F_m=2,5$). Але вона справедлива тільки лише в області варіювання факторів.

Проаналізуємо отримане рівняння регресії (9). Значення коефіцієнтів при досліджуваних факторах свідчить про значимість того чи іншого фактора, а також їхньої взаємодії, при виконанні умови $t_p > t_m$. Розглянувши рівняння регресії, бачимо, що у процесі затиснення матеріалу найбільш впливовим є фактори X_2 та X_3 (глибина заходження виступів у западини та вид профілю). Найменше на цей процес впливає фактор X_4 , це свідчить, що вибраний профіль паса надійно утримує як солому так і тресту льону. Негативне значення коефіцієнта при факторі X_1 свідчить про те, що зі збільшенням розміру фактора зменшується розмір критерію оптимізації.

З факторів парних взаємодій найбільший вплив мають фактори X_3X_4 , а для факторів потрійної взаємодії – $X_1X_2X_4$.

Висновок. Проведений повнофакторний дослід дозволив визначити, що на процес затиснення соломи та трести льону суттєво впливає профіль затискного паса. Тому для якісного затиску сировини, згідно з нашим дослідом, профіль затискного клиновидного паса повинен мати кут нахилу опорних поверхонь 30° , висоту профілю не менше 8 мм і не менше 3-х виступів. Використання затискного паса з такими параметрами дозволить у процесі тіпання сировини з різними фізико-механічними властивостями звести її втрати до мінімуму.

Література

1. Марков В.В., Суслов Н.Н., Трифонов В.Г. Первичная обработка лубяных волокон. – М.: Ростехиздат, 1961. – 464 с.
2. Справочник по заводской первичной обработке конопли кенафа и джута/Под ред. А.А. Разуваева – М.: 1960. – 286 с.

3. Первичная обработка льна и конопли / Под ред. В.Н. Хромина. – М.: НИТИ, 1931. – 48 с.

4. Сивцов А.Н. Первичная обработка лубяных волокон. – М.: Гизлегпром, 1949. – 434 с.

5. Смирнов Б.И., Кузнецов Г.К. Проектирование машин первичной обработки лубяных волокон. – М.: Машиностроение, 1967. – С.259.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 664.1.048.5

А.М. Коцюбинський, В.Г. Мирончук д.т.н.
Національний університет харчових технологій

ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ РОБОТИ ВАКУУМ-АПАРАТА. ВПЛИВ ПОЧАТКОВОГО НАБОРУ НА ПРОЦЕС КРИСТАЛІЗАЦІЇ ЦУКРОЗИ

У статті розглянуто питання пошуку та досягнення оптимального ведення процесу кристалізації цукрози шляхом створення імітаційної моделі роботи вакуум-апарата. Розглянуто вплив величини початкового набору на процес кристалізації цукрози.

Постановка проблеми. Проблема промислової кристалізації цукрози з розчинів шляхом випарювання полягає у пошуку таких взаємопов'язаних параметрів процесу, які б дозволили досягти оптимального ведення процесу кристалізації із урахуванням технології, гідродинаміки, тепломасообміну, конструкції тощо.

Аналіз досліджень та робіт в даному напрямі. Незважаючи на значний накопичений досвід [1, 2, 3, 4] у цьому питанні, на теперішній час немає чіткої відповіді, що до оптимальних взаємопов'язаних параметрів кристалізації в силу складності процесу, нестійкості системи, що кристалізується, прямих та зворотних взаємовпливів факторів процесу кристалізації, труднощами моделювання та масштабного переходу від моделі до реального процесу.

Постановка задачі. Одним з методів, що значно полегшує це завдання, є створення імітаційної моделі роботи вакуум-апарата, яка за допомогою сучасних комп'ютерних технологій дозволяє у найбільшому наближенні до реального процесу імітувати робочі

процеси кристалізації у вакуум-апараті з урахуванням усіх відомих впливових факторів [5,6].

Розробка імітаційної моделі. Основою на шляху створення імітаційної моделі є розробка та складання алгоритмів роботи моделі, оскільки від правильності та функціональності цих алгоритмів напряду залежить достовірність отриманих результатів та імітаційної моделі взагалі.

Відповідно до масового графіку варки у вакуум апараті [9] загальний алгоритм роботи імітаційної моделі роботи вакуум-апарату можна поділити на чотири основні частини, що відповідають чотирьом основним періодам процесу варки у вакуум-апараті: I - згущення вихідного сиропу; II – генерація кристалів; III - ріст кристалів при живленні цукровим розчином; IV – остаточне згущення утфелю. Враховуючи особливості кожного з періодів алгоритм роботи імітаційної моделі вакуум-апарату може бути представлений у вигляді блок-схеми [7,8].

Використовуючи розроблений нами алгоритм [8], було складено імітаційну модель роботи вакуум-апарату. Розробку та складання імітаційної моделі здійснено за допомогою мови програмування Visual Basic 6.0.

Імітаційна модель в цілому складається з чотирьох основних модулів: 1 – безпосередньо сама імітаційна модель або розрахунковий модуль; 2 – модуль вихідних даних; 3 – модуль виведення даних розрахунку у вигляді таблиці (рис. 1); 4 – модуль виведення результатів розрахунку у графічному вигляді (рис. 2).

СКМ	Маса	СР розчин	СР Утфель	Дб	Кєрр
0	33373,34	48,9	0	91,8	0,480133232353506
1	33228,44	48,9658679306	48,9658679306	91,8	0,28239297706614
2	33066,90	48,095342910879	48,095342910879	91,8	0,284317204177535
3	33005,85	48,1469472707417	48,1469472707417	91,8	0,28544006220623
4	33144,38	48,237938391671	48,237938391671	91,8	0,286368381174862
5	33083,18	49,3288945262423	49,3288945262423	91,8	0,2874059502424
6	33022,02	48,420273832226	48,420273832226	91,8	0,288447216347431
7	32960,93	48,5116348638602	48,5116348638602	91,8	0,28948516891281
8	32899,9	49,6036784662836	49,6036784662836	91,8	0,2905120073012
9	32838,53	49,6957762974166	49,6957762974166	91,8	0,29161312330881
10	32778,02	48,7881216743775	48,7881216743775	91,8	0,29268714564885
11	32717,18	49,8807200868505	49,8807200868505	91,8	0,293757107013014
12	32656,39	49,9735684006793	49,9735684006793	91,8	0,29483269808633
13	32595,66	50,0666623963955	50,0666623963955	91,8	0,295922751743789
14	32535	50,1600214913736	50,1600214913736	91,8	0,297021695814429
15	32474,4	50,2536238833789	50,2536238833789	91,8	0,29812362480174
16	32413,87	50,3474762719594	50,3474762719594	91,8	0,29923148241894
17	32353,39	50,4415813328341	50,4415813328341	91,8	0,300345849830976
18	32292,90	50,5359387289596	50,5359387289596	91,8	0,301468387389137
19	32232,64	50,6305481125933	50,6305481125933	91,8	0,30259967653339
20	32172,36	50,7254121074967	50,7254121074967	91,8	0,3037358339314
21	32112,15	50,8205243460889	50,8205243460889	91,8	0,304880175432003
22	32052	50,915934134851	50,915934134851	91,8	0,30603272527234
23	31991,82	51,0115123050035	51,0115123050035	91,8	0,30719057635538
24	31931,91	51,1073882789176	51,1073882789176	91,8	0,30835798371097

Кількість циклів: 3587
 Загальний час: 17935 с
 Передати в Microsoft Excel кожний 1-ий цикл

Рис. 1. Модуль виведення даних розрахунку у вигляді таблиці

Вплив величини початкового сиропу на процес кристалізації цукрози. В результаті розрахунків, проведених за допомогою імітаційної моделі роботи вакуум-апарату, ми отримали ряд параметрів, що відображають динаміку проходження процесів в апараті. Також крім динаміки протікання процесів отримано певні кінцеві результати варок залежно від величини початкового сиропу.

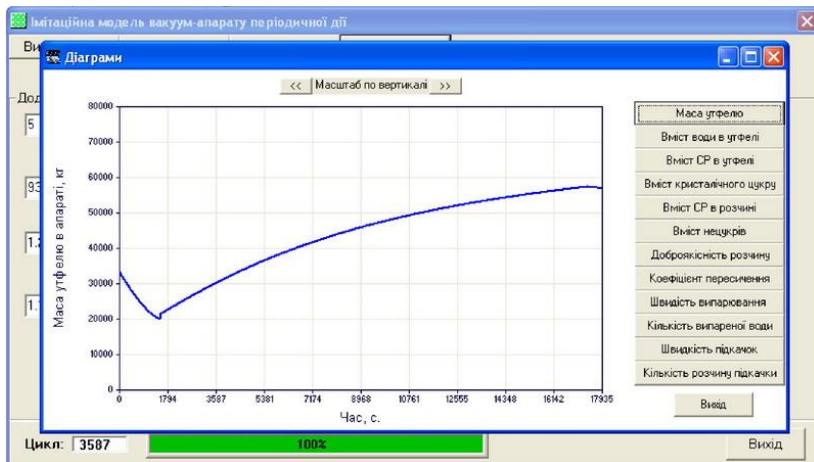


Рис. 2. Модуль виведення результатів розрахунку у графічному вигляді

Вихідні данні розрахунків:

Тиск граючої пари	0,1598 МПа
Тиск в апараті	0,0262 МПа
Чистота сиропу	91,8
Вміст СР в сиропі	65 %

Розглянемо залежність певних кінцевих та поточних параметрів процесу кристалізації від величини початкового цукрового сиропу.

Вплив величини початкового сиропу на вихід кристалічного цукру від початкового набору в графічному вигляді зображено на рис. 3.

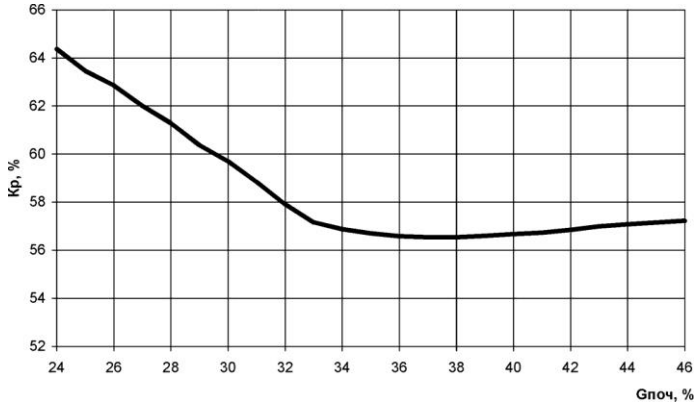


Рис. 3. Вплив початкового набору вакуум-апарату цукровим розчином на кінцевий вміст кристалічної цукрози.

З погляду рідкотекучості утфелю, вміст кристалічного цукру в звареному утфелі повинен становити від 60% до 57%. Якщо поглянемо на залежність впливу початкового набору вакуум-апарату цукровим розчином на кінцевий вміст кристалічної цукрози, то можна зробити висновок, що вмісту 57-60% кристалічного цукру відповідає величина початкового сиропу в межах від 30-33%.

Вплив величини початкового цукрового сиропу вакуум-апарату на чистоту міжкристалевого розчину зображено на рис. 4.

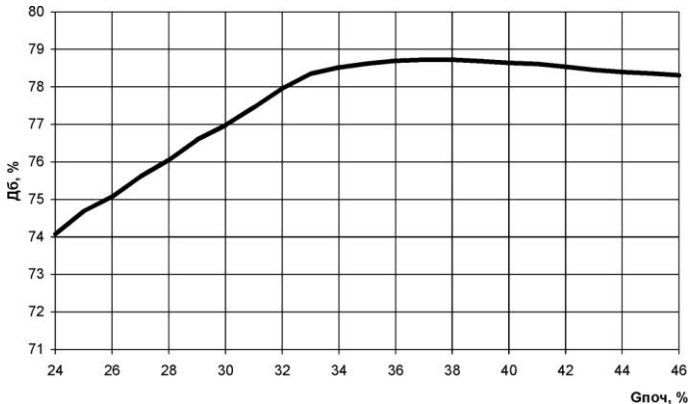


Рис. 4. Вплив величини початкового сиропу на чистоту міжкристалевого розчину

Як відомо, чим нижча кінцева чистота міжкристалевого цукрового розчину, тим більш повне його виснаження. Поглянувши на

рис. 4. можна зробити висновок, що початковий набір цукровим розчином повинен бути як можна меншим. Величина чистоти міжкристалевого розчину в межах величини початкового сиропу 30-33% становитиме 77-77,5%.

Вплив величини початкового сиропу на тривалість процесу варки цукрового утфелю у вакуум-апараті показано на рис. 5.

Як ми можемо бачити з графіка, тривалість процесу кристалізації має обернено пропорційну залежність по відношенню до величини початкового цукрового сиропу. Зі збільшенням частки початкового сиропу по відношенню до загальної кількості звареного утфелю час процесу кристалізації зменшується.

Поглянувши на рис. 3, можна зробити деякі висновки, що найбільш доцільним є використання величини початкового цукрового сиропу в районі біля 30%-33%. Після 33% збільшення початкового сиропу не дає нам значного виграшу в тривалості процесу кристалізації, а при зменшенні величини початкового сиропу від 30% до 24% ми спостерігаємо досить різке зростання тривалості процесу кристалізації, що також негативно впливає на продуктивність і роботу апарата в цілому.

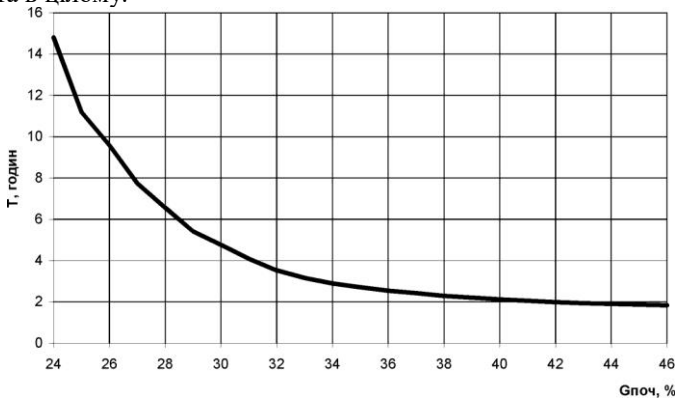


Рис. 5. Вплив величини початкового сиропу на тривалість процесу варки цукрового утфелю у вакуум-апараті

Вплив величини початкового сиропу на кінцевий вміст СР у міжкристалевому розчині графічно зображено на рис. 6.

На рис. 6. ми спостерігаємо чіткий перелом кривої в районі $G_{поч}=33\%$. Це можна пояснити, якщо звернути увагу на рис. 7 на вплив величини початкового цукрового сиропу вакуум-апарату на кінцевий вміст СР в утфелі. На даному рисунку ми можемо

спостерігати також чітко виділені дві ділянки до та після $G_{\text{поч}}=33\%$. Ділянка після 33% легко пояснюється та зрозуміла, оскільки ми проводимо процес кристалізації до досягнення утфілем вмісту $CP \approx 92\%$ в четвертому періоді під час остаточного згущення утфелю. Ділянка до $G_{\text{поч}}=33\%$ відповідає вмісту CP в утвелі більше 92%. А це в свою чергу означає що процес кристалізації в третьому періоді нарощення кристалів вже відбувається при значенні $CP_{\text{утф}} \geq 92\%$, а четвертий період остаточного згущення утфелю просто відсутній, оскільки вміст CP в утфелі вже більший 92%.

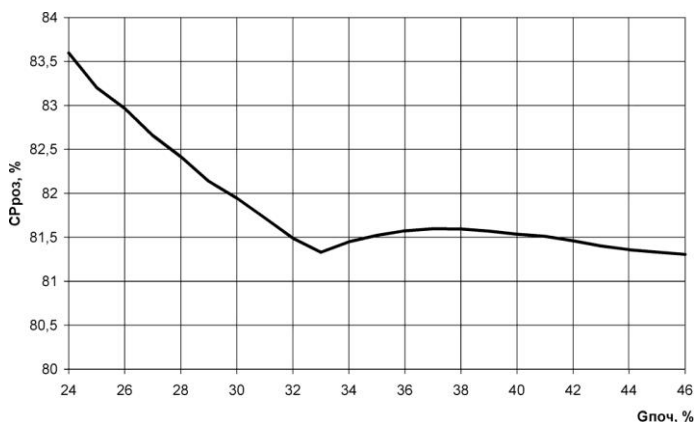


Рис. 6. Вплив величини початкового сиропу вакуум-апарату цукровим розчином на кінцевий вміст CP у міжкристалевому розчині

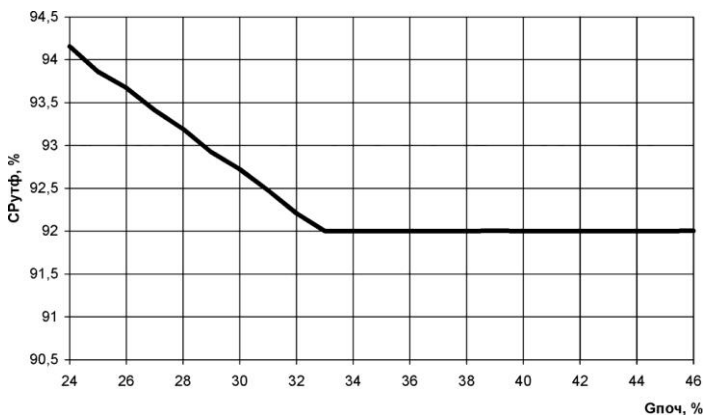


Рис. 7. Вплив величини початкового сиропу вакуум-апарату цукровим розчином на кінцевий вміст CP в утфелі

Як ми знаємо, чим більший вміст сухих речовин у міжкристальному розчині, тим гірші умови протікання процесу кристалізації, за рахунок збільшення в'язкості цукрового розчину, погіршення умов теплопередачі та підвищення середньої температури розчину, що в свою чергу призводить до збільшення розчинності цукрози та збільшенню її розкладу. Зміна величини середньої температури утфелю зображено на рис. 10.

Все це можна краще розглянути на рис. 8. зміна значення вмісту СР в утфелі під час процесу кристалізації в залежності від величини початкового сиропу та на рис. 9 зміна значення вмісту СР в розчині під час процесу кристалізації залежно від величини початкового сиропу.

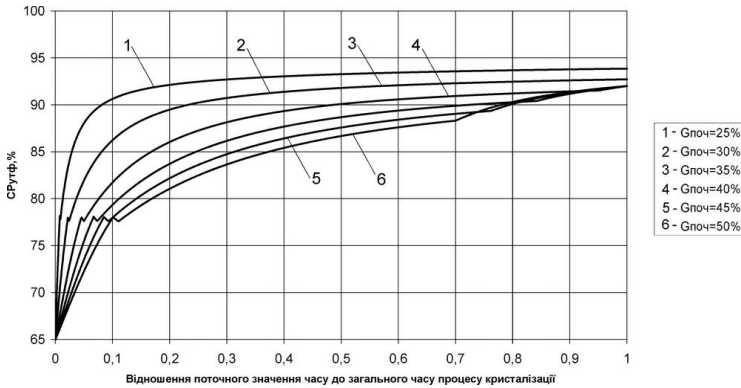


Рис. 8. Зміна значення вмісту СР в утфелі під час процесу кристалізації залежно від величини початкового сиропу

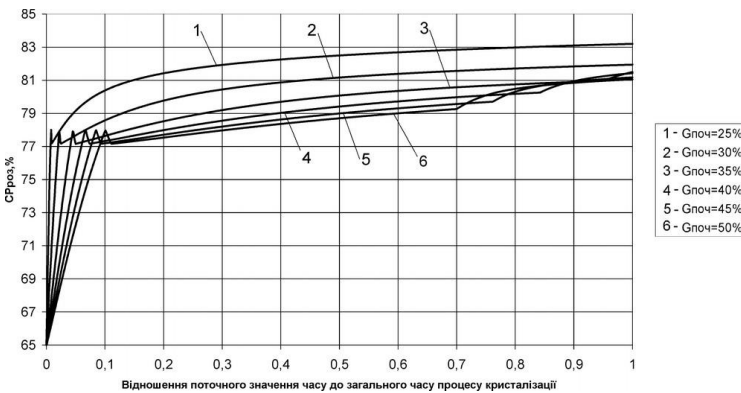


Рис. 9. Зміна значення вмісту СР в розчині під час процесу кристалізації залежно від величини початкового сиропу

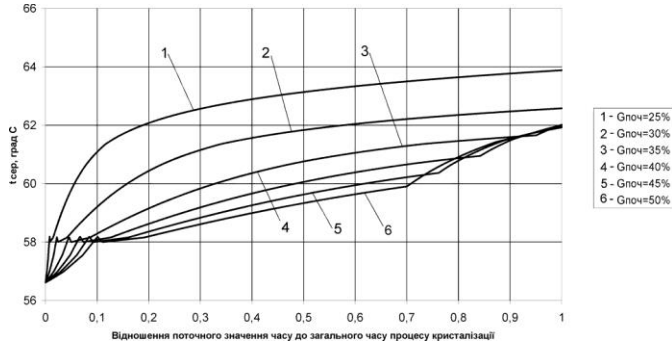


Рис. 10. Зміна значення середньої температури утфелю залежно від величини початкового сиропу

Виходячи з вище сказаного можна зробити висновок, що більш сприятливим для процесу кристалізації з погляду величин вмісту сухих речовин як в утфелі, так і в міжкристалевому розчині, та параметрів, на які вони впливають, є збільшення величини початкового цукрового сиропу. Але з точки зору отримання товарного цукру збільшення величини початкового сиропу більше 35% призводитиме до погіршення гранулометричного складу кристалічного цукру.

Поглянувши на рис. 11. Вплив величини початкового цукрового сиропу вакуум-апарату на кількість пари, що витрачається на процес, можна відмітити, що чим більший початковий набір тим менше витрата пари. Це обумовлено умовами протікання процесу кристалізації а зокрема вмістом сухих речовин в утфелі. Чим більший вміст СРутф, тим гірші умови теплопередачі, менший температурний напір за рахунок збільшення температурної депресії цукрового розчину. Отже, можна стверджувати, що цей показник в деякому роді є похідним від СРутф і підпорядковується тим же закономірностям.

Розглянувши залежність кінцевих та поточних параметрів процесу кристалізації від величини початкового цукрового сиропу, які отримані за допомогою імітаційної моделі роботи вакуум-апарату можна стверджувати, що величина початкового сиропу повинна становити 29-33%. Зменшення величини початкового сиропу менше 29% призведе до різкого збільшення тривалості процесу кристалізації, погіршення умов кристалізації внаслідок зростання величини вмісту сухих речовин та вмісту кристалічної цукрози в утфелі. Збільшення величини початкового сиропу понад 33% не дає нам значного виграшу у величині часу кристалізації, проте погіршує гранулометричний склад кристалічного цукру внаслідок зростання частки дрібних кристалів.

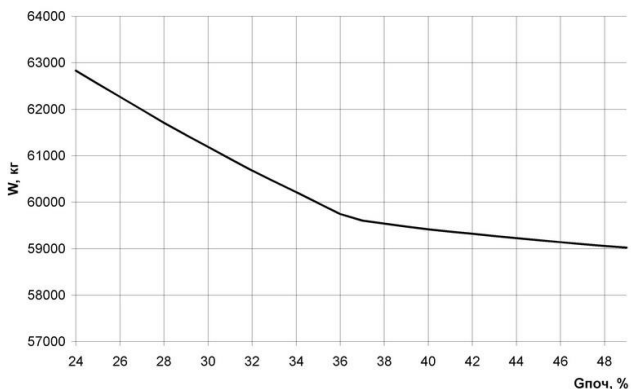


Рис. 11. Вплив початкового набору вакуум-апарату цукровим розчином на кількість пари, що витрачається на процес

Висновки. На прикладі визначення об'єму початкового сиропу вакуум-апарата продемонстровано можливості імітаційної моделі для всебічного аналізу процесів, що відбуваються у вакуум апараті протягом варки цукрового утфеля.

Отримані дані за допомогою імітаційної моделі роботи вакуум-апарату стверджують, що для оптимального проведення процесу кристалізації початковий набір вакуум-апарата повинен знаходитись в межах 29-33% від корисного об'єму вакуум-апарату, що повністю узгоджується з сучасними конструкціями вакуум-апаратів.

Підтверджено теоретично правильність початкового набору розчину на виробництві, що складає 1/3 від загальної кількості цукрового розчину ($\approx 33\%$).

Використовуючи дану імітаційну модель роботи вакуум-апарату можливо з максимальним наближенням до реальності визначити найбільш раціональні режими варки утфелю у вакуум-апараті.

Література

1. Гулый И. С. Непрерывная варка и кристаллизация сахара. - М.: Пищ. пром-сть, 1976. -268с.
2. Мирончук В.Г. Вземозв'язок гідродинамічних, тепломасообмінних та конструктивних характеристик в процесі кристалізації цукру// Харчова промисловість. Міжвід. тематич. наук. журнал. К.,-1998. -№43.-С.53-57.

3. Влияние конструкции вакуум-аппарата на рост кристаллов по колебательному механизму рекристаллизации/ В.Г. Мирончук, Р.А. Рамутите, И.С. Гулый и др. // Пищевая промышленность. Серия II. Сахарная промышленность. Научно-техн. реф. сб. -Москва: 1981.- Вып.12. -С. 3-5.

4. Штангеев В.О., Кудрик В.К. Влияние режима подвода сиропа на процесс уваривания сахарных утфелей //Сб. тр. ВНИИСП: Пути интенсификации процессов свеклосахарного производства, К.: ВНИИСП, 1989. -С. 156-165.

5. Коцюбинський А. М., Мирончук В. Г. Інтенсифікація процесу кристалізації цукрози на основі імітаційного моделювання роботи вакуум-апарату // Тези доп. 70-ї наукової конференції молодих вчених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті” – К.: НУХТ, 2004. – Ч. 2. – С.52-53.

6. Коцюбинський А. М., Мирончук В. Г. Імітаційна модель роботи вакуум-апарату // Тез доп. 71-ї наукової конференції молодих вчених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті” – К.: НУХТ, 2005. – Ч. 2. – С.49.

7. Мирончук В.Г., Коцюбинський А.М. Імітаційна модель роботи вакуум-апарату періодичної дії. – «Наукові праці ОНАХТ», Одеса, 2006, вип. 28, Т.2. - С. 228.

8. Коцюбинський А.М., Мирончук В.Г. Алгоритм імітаційної моделі роботи вакуум-апарату для уварювання цукрових утфелів // Обладнання та технології харчових виробництв: Тематичний зб. наук. пр. – Донецьк: ДДУЕТ ім. Туган-Барановського, 2006, вип. 14. – С. – 132-137.

9. Попов В. Д. Основы теории тепло- и массообмена при кристаллизации сахарозы. - М.: Пищ. пром-сть, 1973. - 320 с.

10. Демчук Г. С. Исследование температурной депрессии при варке сахарных сиропов и утфелей.: Дисс. на соискание учёной степени канд. техн. наук. Киев. – КТИПП, 1952.

11. Демчук Г. С., Попов В. Д. Депрессия при варке рафинадного утфеля.- «Труды КТИПП», 1952, вып. 12, с. 87-100.

Г.А. Лапенко, к.т.н., А.А. Дудников, к.т.н.
Полтавская государственная аграрная академия

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Рассмотрены вопросы повышения надежности и долговечности работы сельскохозяйственной техники.

Постановка проблемы. Качественное изготовление и ремонт сельскохозяйственной техники имеет первостепенное значение для функционирования агропромышленного комплекса Украины.

Анализ основных исследований и публикаций. В связи со сложившимися экономическими условиями приоритетным направлением должно быть повышение качества, надежности, долговечности и сохраняемости сельскохозяйственной техники [1].

Главной задачей предприятий технического сервиса должно стать поддержание работоспособности, восстановление ресурса машин и технологического оборудования.

Проблема повышения надежности и долговечности становится особенно актуальной и в связи с использованием высокопроизводительных машин, работающих при высоких скоростях и нагрузках. Долговечность машин в значительной мере зависит от применения высококачественных материалов, прогрессивных комплектующих узлов, рациональной конструкции, равнопрочности деталей при эффективной технологичности. К основным эксплуатационным факторам, повышающим надежность и долговечность машин и агрегатов, могут быть отнесены: стабильность режима и соблюдение правил эксплуатации, своевременное и качественное техническое обслуживание и ремонт.

Результаты исследования. В условиях реформирования экономических отношений в Украине наблюдается снижение объемов сельскохозяйственного производства, ухудшение состояния и старение машинно-тракторного парка. Поэтому особенно актуальным становится совершенствование организации и технологии технического сервиса в АПК.

Парк машин, используемый в сельском хозяйстве, значительно изношен и не обновляется. Более 70% сельскохозяйственных машин прошли неоднократный ремонт, являющийся вынужденным и

необходимым условием поддержания техники в работоспособном состоянии.

В силу определенных объективных и субъективных причин обеспечение сельскохозяйственного производства современной высокопроизводительной отечественной техникой значительно отстает от прогнозируемых темпов (90...92%), поэтому на полях страны вместе с отечественными работают зарубежные машины [2]. Поставки техники селу сократились в 3...5 раз, цены на многие виды машин возросли в 80...100 раз, а число техники в хозяйствах сократилось в 5...7 раз.

Значительное сокращение парка тракторов, комбайнов, автомобилей вызвало увеличение нагрузки на технику, из-за чего возросли затраты на поддержание ее в работоспособном состоянии.

Опыт многих зарубежных стран с развитой рыночной экономикой показывает, что повышение надежности сельскохозяйственной техники можно достичь применением наиболее рациональной формы организации технического обслуживания и ремонта машин. Создание дилерской системы позволяет сократить число посредников между заводом-изготовителем и сельским товаропроизводителем.

Технический сервис машин в АПК Украины должен проводиться дилерскими пунктами, фирменными станциями технического обслуживания, машинно-технологическими станциями, специализированными ремонтными предприятиями.

Необходимо разработать концепцию региональных центров, основанную на принципах организации фирменного сервиса. Задача таких центров – сосредоточение высокопроизводительной техники и эффективное ее использование.

Система организации технического сервиса должна строиться на определенных принципах, исходя из приоритета производителей сельскохозяйственной продукции. Разнообразие исполнителей технического сервиса сельскохозяйственной техники позволит расширить конкуренцию и рынок услуг.

Взаимоотношения заводов-производителей и исполнителей технического сервиса должны строиться на экономических интересах. В техническом сервисе машин могут участвовать зарубежные фирмы-изготовители.

Для успешного функционирования системы технического сервиса необходима четкая государственная политика по организации современного технического сервиса в АПК.

Выводы. Система организации технического сервиса позволит обеспечить:

- а) высокую готовность машин;
- б) максимальную наработку техники;
- в) грамотное обслуживание и эксплуатацию;
- г) соблюдение интересов отечественных товаропроизводителей.

Таким образом организация технического сервиса в новых экономических условиях повысит эффективность использования имеющейся материально-технической базы сельскохозяйственных производителей и позволит в значительной мере решить проблему повышения надежности и долговечности сельскохозяйственной техники.

Литература

1. Гранкін С.Г., Малахів В.С., Черновол В.І., Черкун В.Ю. Надійність сільськогосподарської техніки. – К.: Урожай, 1998. – 208с.
2. Войтюк Д.Г. Барановський В.М., Булгаков В.М., та інш. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.

Рецензент д.т.н., проф. А.А. Смердов

ІННОВАЦІЙНІ РОЗРОБКИ ДЛЯ АПК: РОТОРНО-ПУЛЬСАЦІЙНА ТЕХНІКА У ВИРОБНИЦТВІ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

На основі узагальнення зведень про інноваційні розробки роторно-пульсаційної техніки обґрунтовується доцільність їх фінансування з метою підвищення ефективності виробництва будівельних матеріалів для потреб АПК.

Постановка проблеми. Останніми роками при виробництві будівельних матеріалів для потреб АПК активно впроваджуються технічні рішення, спрямовані на максимальне підвищення гнучкості технологічних процесів, які забезпечують випуск продукції різного призначення з широким спектром властивостей та характеристик. До таких багатофункціональних рішень слід віднести роторно-пульсаційні апарати (РПА).

РПА є агрегатом для виготовлення високодиспергованих та гомогенізованих рідких емульсій та суспензій, багатокомпонентних в'язкопластичних складів (у т.ч. з важко змішуваних рідин) шляхом пульсаційних, кавітаційних та інших гідродинамічних впливів. РПА поєднує у собі принцип роботи дисмембраторів, дезінтеграторів, колоїдних млинів та відцентрових насосів. Обробка сировинних матеріалів у РПА значно підвищує ефективність багатьох сучасних технологій, знижує енергоспоживання, покращує технологічні й змінює фізико-хімічні властивості матеріалів. Компоновані схеми та апаратурне оформлення технологічних процесів диспергування із заданими модифікаціями РПА прості, мають високу продуктивність, легко влаштовуються в автоматизовані системи [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У журналі «Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века» №5, 2003 р. висвітлені питання використання вихрових гідрокавітаційних пристроїв (ВГКП) для підвищення якості будівельних матеріалів (С. 34-35). Зокрема, зазначено, що у будівельній галузі (у т.ч. АПК) досить перспективною сферою застосування ВГКП є кавітаційна активація цементу у роторних апаратах з модуляцією потоку (диспергаторах гетерогенних сумішей), котра використовується для покращення механічних властивостей бетону чи економії цементу на 15% (по вазі) без зміни механічних властивостей бетону. Виробництво

дрібнодисперсних складів та сумішей забезпечує підвищення властивостей матеріалів та виробів, які з них виготовляються, у середньому на 15-20%.

Іншим, досить перспективним напрямком застосування ВГКП є енерго- та ресурсозбереження. Тут використання ВГКП (кавітаторів) для приготування водно-мазутних емульсій (ВМЕ) забезпечує підвищення ККД котлів у середньому на 5%, надійне розпилення та горіння ВМЕ при низьких температурах (до -67°C), стійке згоряння мазутів із вологістю до 30%, зниження токсичності димових газів до 50-80% та зберігання ВМЕ більше року.

Мета роботи полягає у встановленні основних характеристик інноваційних розробок на основі РПА, спрямованих на виготовлення різноманітних будівельних матеріалів для потреб АПК із вдосконаленими показниками по енергозберігаючих технологіях.

Результати дослідження.

Ресурсозберігаючі технологічні процеси.

Одним з найбільш перспективних шляхів розвитку технології є застосування гідродинамічної кавітації рідини у сфері виробництва будівельних матеріалів для потреб АПК й супутніх їм процесів, які реалізуються за допомогою РПА. Рекомендуються технологічні процеси, що забезпечують високоефективне диспергування, гомогенізацію, емульгування композицій будівельного призначення, у результаті чого досягаються:

- економія дефіцитних матеріалів;
- покращення технологічних та експлуатаційних властивостей композицій;
- утилізація відходів виробництва;
- прискорення технологічного процесу та зниження енерговитрат та праці;
- екологічні аспекти оточуючого середовища.

Технологія виробництва стінових матеріалів.

Розроблена ефективна технологія отримання блоків з коміркового бетону неавтоклавного твердіння. Технологія виробництва базується на використанні пристрою для активації цементу й полідисперсних наповнювачів (роторно-пульсаційного апарату РПА) із застосуванням піно- та газоутворювачів. Запропонована технологія передбачає рекомендації щодо захисту й відділки стінових конструкцій (стін) та блоків із коміркового бетону.

Стінові блоки з довговічною облямівкою з тепло-конструктивним прошарком з крупнопористого керамзитового бетону з використанням активованої водної суспензії цементу. Технологія

передбачає віброформування блоків у касетній формі й може об'єднуватись з іншими технологічними процесами (наприклад, вібропресуванням) отримання стінових блоків. Відпрацьовані технологічні прийоми використання у якості наповнювачів для блоків відходів рослинного походження (спилки, лоза і т.п.).

Лита черепиця на основі АВСЦ пігментних паст дозволяє замовникам мати широку кольорову гамму з гладкою поверхнею та високими фізико-механічними показниками. Приготування – лита суміш на АВСЦ із додаванням пластифікатору та фракціонованого піску, формування черепиці – у касетній формі.

Облицовальна лита плитка різноманітної товщини та конфігурації, у тому числі рельєфної. Приготування суміші – аналогічно технології приготування литої черепиці. Формування у горизонтальному положенні. За необхідності можливе використання синтетичної фібри (відходів виробництва) для дисперсного армування. Пропонується організація виробництва плитних матеріалів й на безцементній основі на відходах каменепиляння й кускових матеріалів.

Малі архітектурні форми, елементи зовнішнього оздоблення, цокольні плити й плити для вимощування садових та паркових ділянок з різними видами обробки вказаних фактур можуть випускатись ручним способом або на високомеханізованих лініях.

Технологія виробництва зольно-вугільних цементів та утилізація відходів паливно-енергетичного виробництва.

Виробництво цементу торфозольного, вугільнозольного, наприклад, ТЕЦ-цементу. При спалюванні палива у пилоподібному стані на теплових електростанціях, при помелі палива вводять добавку у кількості 20-40 кг на 1 тону вугілля, торфу залежно від зольності та мінералогічного складу золи. Спільний помел палива й карбонатної добавки, змішування їх та спільне спалювання пилоподібного палива у топковому просторі котлоагрегату призводить до утворення первинних клінкерних мінералів між оплавленими часточками золи та утворених часточок СаО. У золофільтрах осаджується збагачена зола, у якій містяться первинні клінкерні мінерали (до 15-25%), вільний (активний) СаО (до 10-20%). Збагачена зола після тонкого подрібнення на агрегатах для помелу до 5000 см²/г представляє собою ТЕЦ-цемент, котрий може бути використаний як місцевий в'язучий у виробництві будівельних виробів широкого призначення.

Висновки.

1. Наведені узагальнені дані свідчать про високу перспективу роторно-пульсаційних розробок й доцільність їх інвестування з метою

підвищення ефективності виробництва будівельних матеріалів для потреб АПК й, відповідно, для будівництва в цілому.

2. Особливо слід виділити перспективу суміщення двох нанотехнологій: мокрого домелу цементу у РПА, що забезпечує отримання цементу із питомою поверхнею $5000 \text{ см}^2/\text{г}$, й активування води шляхом зміни її структури. Сумісне використання цих нанотехнологій у виробництві цементу може підвищити його міцність на порядок.

Література

1. Родионов Р.Б. Инновационный потенциал нанотехнологий в производстве строительных материалов//Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – 2006. – №8. – С. 72-75.

УДК 621.746

В.С. Ловейкін, д.т.н., Ю.В. Човнюк, к.т.н.
Національний аграрний університет

НАНОТЕХНОЛОГІЇ – ІННОВАЦІЙНИЙ НАПРЯМОК РОЗВИТКУ У БУДІВЕЛЬНІЙ ІНДУСТРІЇ АПК

Розглянуті особливості нанотехнологій стосовно до потреб будівельної індустрії АПК.

Постановка проблеми. Останніми роками різко зростає інтерес до нанотехнологій. Це зумовлено суттєвою відмінністю властивостей виготовлених за нанотехнологіями матеріалів від властивостей вихідних речовин та можливістю створювати матеріали з наперед заданими властивостями. Розвиток таких технологій на рівні атомів та молекул веде до революційних успіхів у електроніці, медицині, машинобудуванні та інших областях людської діяльності. Перспективи використання нанотехнологій у будівельній індустрії АПК розглядаються значно менше.

Для реалізації нанотехнологій принциповим є питання: чи існує чітка границя між станом масивної речовини й структурного наноселементу? Наприклад, як нарощується й на якому етапі об'єднання атомів завершується формування тієї чи іншої властивості масивного кристалу, чи існує деякий критичний розмір, нижче якого проявляють себе властивості, характерні для нанокристалів, а вище – для масивних (об'ємних) речовин?

Це загально філософське питання про перехід кількості у якість. Поки що не зовсім зрозуміло, які і як можуть бути розділені внески поверхневих (зв'язаних границями розділу) та об'ємних (зв'язаних з розміром часточок) ефектів у властивості наноматеріалів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З погляду нанохімії об'єктами нанотехнологій є тіла з такою масою, що їх еквівалентний розмір (діаметр сфери, об'єм котрої дорівнює об'єму тіла) залишається у межах наноінтервалу $d = 0,1 - 100$ нм. У даному інтервалі будь-яка властивість x_i специфічно залежить від його маси, тобто функції $x_i(m)$ на верхній границі наноінтервалу $m - m_i$, змінюють свій вид [1].

Кожна властивість тіла має власне значення w і відповідний йому граничний розмір d_i . Загальною причиною появи специфічних функцій $x_i(m)$ у наноінтервалі є спів вимірність розміру нанометрового тіла у даному інтервалі з „радіусом дії” міжатомних сил. У тіла розміром $d < d_i$ всі атоми настільки зближені, що взаємодія кожного з них з будь-яким іншим атомом суттєво впливає на властивість x_i . Якщо ж $d > d_i$, то деякі атоми виявляються настільки віддаленими один від одного, що їх взаємодія майже не проявляє себе на x_i . Тому визначальними у нанотехнологіях є тіла, у котрих взаємодії кожного атому з усіма іншими атомами є значущими. Множина нанотіл (наночасточок) та оточуюче їх середовище представляють собою наносистему. Основні об'єкти нанотехнологій – наночасточки та відповідні їм наносистеми – представлені у таблиці [1].

Таблиця. Основні об'єкти нанотехнологій

Наночасточки	Наносистеми
Фуллерени	Кристали, розчини
Тубулени	Агрегати, розчини
Молекули білків	Розчини, кристали
Полімерні молекули	Золі, гелі
Нанокристали неорганічних речовин	Аерозолі, колоїдні розчини, осадки
Міцели	Колоїдні розчини
Наноблоки	Тверді тіла
Плівки Ленгмюра – Блоджетт	Тіла з плівкою на поверхні
Кластери у газах	Аерозолі
Наночасточки у прошарках різноманітних речовин	Наноструктуровані плівки

Незвичайні властивості наноматеріалів зумовлені як особливостями окремих наночастинок, так і їх колективною поведінкою, залежною від характеру взаємодії між наночастинами.

У наночастинках значна кількість атомів знаходиться на поверхні, і їх частка зростає зі зменшенням розміру частинок. Відповідно, збільшується внесок поверхневих атомів у енергію системи. Звідси виникає, наприклад, залежність від розміру наночастинок температури плавлення, відбувається зміна розчинності, зсув хімічної рівноваги, перехід „метал – неметал” (за розмірів менше 2 нм) та ряд інших ефектів [2].

Помітні зміни властивостей з’являються тоді, коли середній розмір кристалічних зерен не перевищує 100 нм, і найбільш чітко спостерігаються, коли розмір зерен менше 10 нм. Специфічні розмірні ефекти, наприклад, нерегулярні залежності властивостей від розміру, найбільш сильно проявляються у малих частинках, особливо з розмірами – 1 нм. Такі часточки для металів включають біля 10 атомів, та їх хімічну реакційну здатність можна змінити додаванням лише одного атому [3].

Зміни властивостей матеріалів на нанорівні можна пояснити фізичною природою їх міцності, котра зумовлена силами взаємодії між атомами чи іонами, що складають тіло [4]. Наприклад, сила взаємодії двох сусідніх атомів (якщо знехтувати впливом оточуючих атомів) залежить лише від відстані між ними. За рівноважної відстані $r_0 = 0,1$ нм ця сила дорівнює нулю. При менших відстанях сила додатна й атоми відштовхуються, при більших – притягуються.

Виходячи з цього, під **нанотехнологіями** розуміють технології роботи зі структурними елементами, один з розмірів котрих не перевищує 100 нм (10^{-7} м) [1-3]. Області характерних розмірів для атомно-молекулярних утворень, наведені у [5], складають: 1) для бактерій – 0,01...10 мкм; 2) для молекул – 1 нм...0,01 мкм; 3) для атомів – 0,001...1 нм; 3) для клітинних органел – 0,05 нм...0,1 мкм.

Слід зазначити, що багато незвичайних особливостей наноматеріалів пов’язано не тільки зі зменшенням розмірів частинок, але й з великою кількістю домішок кисню, азоту, водню завдяки великій площі границь розділу, з нерівноваженістю структури. Дійсно, зменшення зерен чи частинок до нанометрового розміру змінює властивості речовин, але ці зміни рідко перевищують 20...30%. Крім того, виявилось, що при отриманні виробів із наноматеріалів дуже важко зберегти малий розмір зерен й досягнутий позитивний ефект [3].

Мета даної роботи полягає у встановленні основних особливостей нанотехнологій стосовно до потреб будівельної індустрії АПК.

Результати дослідження. Контент-аналіз літератури та дослідження, проведені авторами, показали, що навіть у близьких за властивостями речовин здатність переходити в ультрадисперсний стан може різко відрізнятись. Тому у практиці використовується множина різноманітних методів синтезу наносистем, причому число різновидів методів, що використовуються, швидко зростає. Наносистеми отримують впродовж газозафазного, рідинофазного та твердофазного маршрутів, а також у гетерогенних системах. Зараз розроблені методи отримання й визначення характеристик сотень матеріалів з особливими електричними, магнітними та каталітичними властивостями, з унікальною міцністю й пластичністю. Більшість з них заснована на використанні багатостадійних впливів на наносистему на першому етапі її еволюції, що й забезпечує прискорене утворення, стабілізацію, агрегування, компактування або „м'яке” спікання наночасточок. Особливо різноманітні методики отримання нанокompозитів, а також матеріалів з нанотубуленів.

Іноді вдається досягти за одну стадію не тільки отримання самого матеріалу, але й виробу у вигляді твердого тіла із заданими властивостями. Так, у металевому тілі довільної форми можна розвинути систему наноблоків (їх можна розглядати як наночасточки) без руйнування тіла. Для цього, наприклад, слід деформувати тіло крученням при одночасному його всебічному стисненні. При крученні у тілі з'явиться множина структурних дефектів, котрі зберуться у міжблокові границі, а всебічне стиснення не буде заважати руйнуванню тіла. Кручення та стиснення є конкуруючими впливами: кручення сприяє збільшенню об'єму тіла, а стиснення – його зменшенню. Це свідчить про перспективність використання ідеї одночасного прискорення конкуруючих процесів.

На думку багатьох спеціалістів, піком досягнень у розвитку нанотехнологій може бути **дублювання матерії. Комплекс роботів (дізасемблерів)** буде розбирати на атоми вихідний об'єкт, а інший комплекс (**асемблери**) буде створювати копію, ідентичну оригіналу навіть з точністю до окремих атомів (!). Це дозволить проектувати у комп'ютеризованій системі будь-який продукт, а збирати й розмножувати його – за допомогою **нанороботів**, котрі збирають атоми за заданою програмою. Організовані таким чином **нановиробництва** зможуть забезпечити все людство різноманітними

штучно створеними біологічними та технічними об'єктами, у тому числі продуктами харчування.

Однак нерозв'язаною проблемою у такому розвитку нанотехнологій є забезпечення керованого **механосинтезу**, тобто розміщення атомів та молекул у потрібному порядку шляхом механічного зближення їх до тих пір (на такі відстані), поки не вступають у дію відповідні хімічні зв'язки. Для забезпечення механосинтезу необхідний **наноманіпулятор**, здатний захоплювати окремі атоми й молекули й маніпулювати ними у радіусі до 100 нм. Наноманіпулятор повинен бути керованим або макрокомп'ютером, або **нанокомп'ютером**, вмонтованим у робота – складальника (асемблера), який керує маніпулятором. На сьогодні подібних маніпуляторів не існує! Зондуюча мікроскопія, за допомогою котрої зараз здійснюють переміщення окремих молекул і атомів, обмежена у діапазоні дії, і сама процедура збирання об'єктів з молекул завдяки наявності інтерфейсу „людина – комп'ютер - маніпулятор” не може бути автоматизована на нанорівні.

На жаль, розглянуті перспективи розвитку й використання нанотехнологій в українському будівництві поки що недосяжні і є справою майбутнього, на відміну від зарубіжних країн, де вони вже досить широко застосовуються.

Висновки.

1. Серед перспективних нанотехнологій, здатних підвищити ефективність українського будівництва (у тому числі й у АПК), у найближчому майбутньому можуть бути реалізовані нанотехнології, які забезпечують енерго- та ресурсозбереження, вирішення непростих вітчизняних екологічних проблем, підвищення комплексної безпеки споруд та будівель, покращення фізико-хімічних та технологічних властивостей матеріалів і т.д.
2. До вищевказаних технологій відносяться: а) високодисперсне подрібнення вихідних матеріалів та сировини; б) активування (структурування) води, розчинів та рідкого палива; в) виготовлення нанодисперсної арматури й наноармування; г) виготовлення покриттів з унікальними властивостями: самоочищення поверхонь, перетворення сонячної енергії в електричну, адсорбція шкідливих домішок у газах і рідинах та ін.
3. Системний аналіз перспектив впровадження перерахованих вище інноваційних нанотехнологій у будівельній індустрії АПК свідчить не тільки про можливість підвищення технічної та технологічної ефективності будівництва в цілому, але й про можливість зниження

витрат із врахуванням усього життєвого циклу об'єкта, включаючи етапи його проектування, будівництва, експлуатації та утилізації.

Література

1. Мелихов И.В. Тенденции развития нанохимии // Российский химический журнал. – 2002. – Т. XLVI, №5. – С. 7-14.
2. Сергеев Г.Б. Размерные эффекты в нанохимии // Российский химический журнал. – 2002. – Т. XLVI, №5. – С. 22-29.
3. Гусев А.А. Наноматериалы и нанотехнологии // Мат. конф. NATO-ASI «Физикохимия ультрадисперсных систем» (Томск, август 2002 г.)/Наука Урала. – 2002. - №24.
4. Физический энциклопедический словарь. – М.: Советская энциклопедия, 1984. – С. 594.
5. Ананьева Т.А. Наноматериалы уже не иллюзия // Композитный мир. – 2005, №3. – С. 36-39.

УДК 621.867.42

І.В. Логуш к.т.н., В.О. Фльонц

Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИСОКО МОДУЛЬНОГО ЗУБЧАСТО-ШЛІЦЕВОГО ВАЛА

Проведено моделювання взаємодії шліца з впадиною конвеєрної стрічки і методика розрахунку параметрів зубчасто-шліцевого вала установки для розрізання конвеєрної стрічки на смуги. Наведено методика розрахунку конструктивних параметрів високо-модульного зубчасто-шліцевого вала.

Постановка проблеми. Останнім часом в приводах сільськогосподарських машин (СГМ), стрічкових і пруткових транспортерах замість ланцюгових передач широко застосовуються конвеєрні стрічки з відкритими трапецевидними виступами для зачеплення з відповідними шліцевими виступами на приводних валах, що забезпечує передачу обертового руху без пробуксовування та шуму. Промисловість ФРН випускає такі гумово-бавовняні конвеєрні стрічки в рулонах шириною 0,9-2 м, довжиною 50 м і постачає їх в різні країни світу, в тому числі і в Україну.

Аналіз останніх досліджень. Питаннями теорії та практики визначення конструктивних параметрів елементів механізму подачі

конвеєрної стрічки займалися багато науковців [1, 2, 3]. Проте методик розрахунку кожної із конструкцій має свої характерні особливості.

Мета досліджень. Метою даної роботи є моделювання процесу захоплення конвеєрної стрічки дисковими ножами з метою визначення сили подачі і відповідно конструктивних параметрів подаючого механізму.

Робота виконується в рамках постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування на 2003...2007р.”

Результати досліджень. Для проектування приводного барабана при роботі з конвеєрними стрічками з трапецієподібним профілем було проведено моделювання оптимальної форми зуба для забезпечення найкращого контакту стрічки з валом.

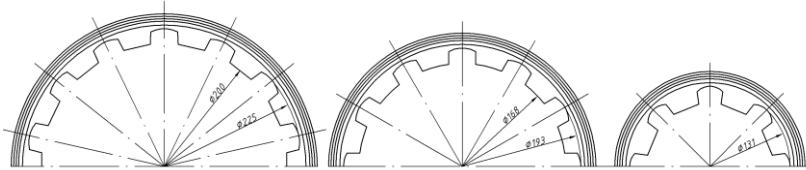


Рис. 1. Моделювання оптимальної форми зуба для забезпечення найкращого контакту стрічки з валом

Конвеєрна стрічка використовується у приводах стрічкових транспортерів. Конструктивні параметри зачеплення конвеєрної стрічки з високо модульним зубчато-шліцевим валом наведено на рис. 2.

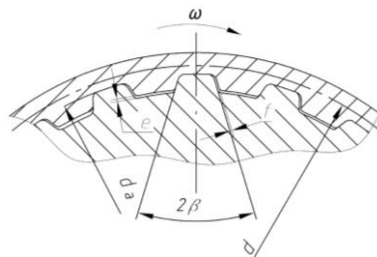


Рис. 2. Зачеплення стрічки з високо модульним зубчато-шліцевим валом

Для подачі конвеєрної стрічки в зону різання використовують барабани спеціальної конструкції з вставними пластинами, які

виконують роль шліців для зачеплення стрічки і надійного її переміщення (рис.3).

Відмінності розрахунку ремінних передач приводів машин з передачами шліцевий вал – зубчата конвеєрна стрічка полягають в тому, що в першому випадку значення модуля значно перевищує максимально рекомендоване значення $m = 10$ мм [5], а в даних конвеєрних стрічках він є рівний $m = 16$ мм.

Розрахунок параметрів зубчато-шліцевого вала для подачі конвеєрної стрічки в зону різання проводимо на основі розрахунку шківів зубчато-пасової передачі. Подача стрічки зубчато-шліцевим валом відбувається за принципом зачеплення виступів шліців привідного вала і впадин стрічки. Для визначення конструктивних параметрів вала необхідно розглянути конструктивне виконання стрічки.

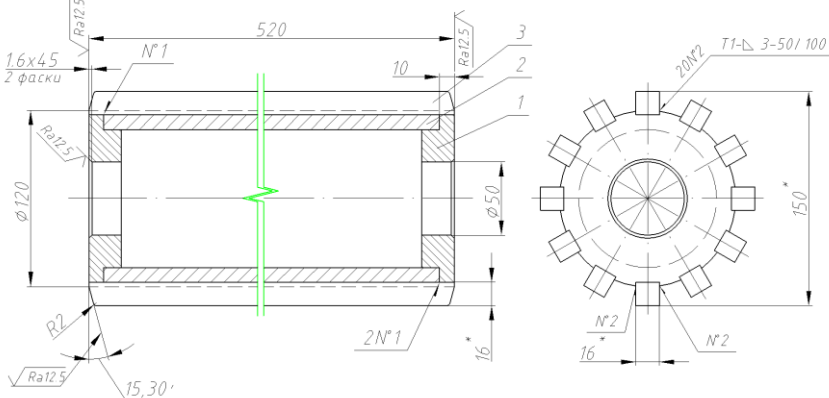


Рис. 3. Конструкція барабана для подачі конвеєрної стрічки в зону різання: 1 – диски; 2 – втулка; 3 – шліци

Модуль зубів зубчато-пасової передачі визначаємо аналогічно формулі з курсу "Теорії механізмів і машин" $m = P / \pi$. При $P = 50$
 $m = 15,91 \approx 16$ мм.

Зважаючи на те, що модуль розглядуваної стрічки значно перевищує значення модулів існуючих зубчато-пасових передач коректуємо значення деяких параметрів.

Висоту зубів шліца вала визначаємо згідно залежності

$$h = 0,6 \cdot m ; \quad (1)$$

Тоді $h = 0,6 \cdot 16 = 9,6$ мм.

Приймаємо $h = 10$ мм.

Найменшу товщину зубів шліца вала приймаємо

$$S = m. \quad (2)$$

З конструктивних міркувань цю величину вибираємо більшою з врахуванням величини бічного зазору з'єднання, $S = 18,8$ мм.

Кут профілю зубів, згідно з рекомендаціями, повинен дорівнювати $2\beta = 40 - 50^\circ$, але враховуючи конструктивні особливості стрічки цей кут вибираємо в межах $2\beta = 30^\circ$, що відповідає куту профілю зубів стрічки.

На відміну від зубів шківів зубчато-пасової передачі зуби подаючого валика мають при вершині зуба радіуси рівні $R_1 = 5$ мм, а радіуси западин зуба $R_2 = 2$ мм.

Значення цих радіусів вибираються залежно від відповідних розмірів конвеєрної стрічки. Кількість зубів подаючого вала приймаємо 10.

Діаметр діляльного кола вала розраховуємо за формулою: $d = m \cdot z$. Тоді $d = 16 \cdot 10 = 160$ мм.

Зовнішній діаметр подаючого вала для подачі конвеєрної стрічки визначаємо з залежності: $d_a = d - 2\Delta$, де Δ – товщина тіла стрічки до армування, $\Delta = 10$ мм. Тоді $d_a = 160 - 2 \cdot 10 = 140$ мм.

Приймаємо $d_a = 138$ мм;

Бічний зазор передачі вибирається в межах $f = 0,1m$. Тоді $f = 0,1m = 0,2 \cdot 16 = 3,2$ мм.

На рис. 4 представлено конструкцію високо модульного зубчато-шліцевого вала установки для розрізання конвеєрної стрічки з модулем $m = 16$ мм.

При подачі конвеєрної стрічки зубчато-шліцевим валом в зачепленні виникає сила P , вертикальна складова якої піднімає конвеєрну стрічку вгору з силою P_v . (рис. 3). В результаті експериментальних досліджень встановлено, що для того, щоб забезпечити нормальне зачеплення конвеєрної стрічки з зубчато-шліцевим валом необхідна сила притиску становить $P_{np} = 150 \dots 200$ Н.

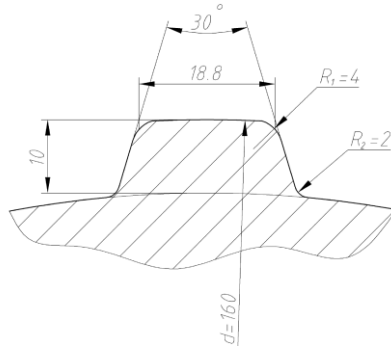


Рис. 4. Конструктивне виконання шліца подаючого механізму установки для розрізання конвеєрної стрічки

Висновки. На основі проведених досліджень можна зробити такі висновки: а) – проведено моделювання взаємодії шліца з впадиною конвеєрної стрічки; б) – приведено методику розрахунку параметрів зубчато-шліцевого вала для подачі конвеєрної стрічки в зону різання.

Література

1. Логуш І.В. Технологічне забезпечення виготовлення стрічок з зубчастих гумово-кордових рулонних заготовок, Автореферат кандидатської дисертації к.т.н., спеціальності 05.02.08 “Технологія машинобудування”. – Тернопіль, 2006. – 21с
2. Рублюк О.В. Розробка технології одержання виробів з вторинної полімерної сировини.: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08. – Львів, 1994, 190с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

В.С. Лукач, к.п.н., В.І. Василюк
Ніжинський агротехнічний інститут НАУ
В.І. Макаєв
Інститут луб'яних культур УААН

ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ЧОТИРЬОХВАЛЬЦЕВОГО ЛЬОНОТЕРКОВОГО АПАРАТА

У статті описані особливості проходження льоновороху через площильні щілини в льонотерковому чотирьохвальцевому апараті.

Постановка проблеми. Значного поширення в машинах для переробки лляного вороху набули барабанні пристрої і вальцеві апарати. Типовою машиною, де використовується барабанний пристрій, є молотарка – ворохорозроблювач МВ-2.5. Недоліками машин такого типу є низький ступінь перетирання коробочок, великі габарити і металомісткість, а також значне дроблення насіння. Найбільш ефективний обмолот лляного вороху здійснюється на теркових апаратах вальцевого типу. Вальцеві апарати відрізняються за цілою низкою конструктивних особливостей, таких як кількістю вальців, розташуванням їх по відношенню один до одного, діаметром, частотою їх обертання, робочою поверхнею та інше. Основною відмінністю їх є те, що вони можуть бути двохвальцеві, трьохвальцеві і чотирьохвальцеві [1]. В свою чергу чотирьохвальцеві апарати можуть бути з розміщенням вальців в один ряд горизонтально або з розміщенням по два вальці в два ряди.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що на сьогодні є багато праць, присвячених розробці машин для переробки льоновороху, але при цьому недостатня увага приділяється роботі з удосконалення вальцевих теркових апаратів.

Мета дослідження – обґрунтування параметрів щілин між вальцями та їх вплив на роботу чотирьохвальцевого льонотеркового апарата.

Результати дослідження. Чотирьохвальцевим апаратом з розміщенням вальців в один ряд по горизонталі обладнаний льонопідбирач – молотарка ПМЛ–1 [2]. Нижче подано ряд особливостей роботи даного апарата, які необхідно враховувати при розрахунку його параметрів і використанні. Схема чотирьохвальцевого апарата представлена на рис. 1.

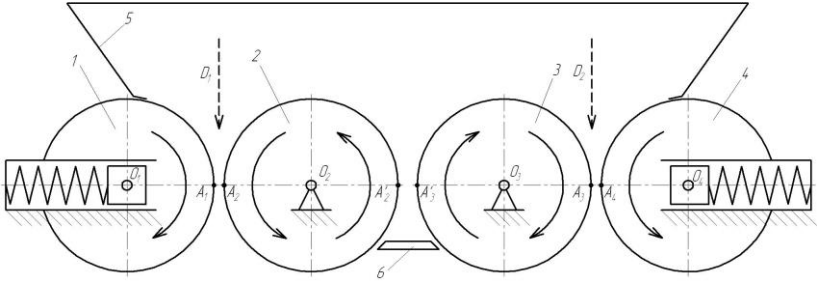


Рис. 1. Чотирьохвальцевий терковий апарат: 1 і 4 – притискні вальці; 2 і 3 – опорні вальці; 5 – воронка; 6 – обмежувач заходження плуганини

Він складається із встановлених на одній горизонтальній осі вальців 1, 2, 3, 4, при цьому вальці 1,2 та 3,4 утворюють дві пари, у яких вальці обертаються назустріч один одному й утворюють дві робочі плющильні щілини A_1A_2 і A_3A_4 . Середні (опорні) вальці 2, 3 встановлені жорстко, а крайні (притискні) вальці 1, 4 – підпружинені, тобто пару утворюють один валець підпружинений, а другий, що встановлений жорстко. У воронку 5 падає ворох, що підлягає обмолоту. При роботі апарата ворох надходить у плющильні щілини в напрямку стрілок D_1 і D_2 перетирається при проході через ці щілини, за рахунок того, що колові швидкості у вальців, що утворюють пару, різні [3]. В зоні між вальцями 2 і 3, де є щілина A_2A_3 , ворох, навпаки, повинен підійматися вальцями вверх і переміщуватися до щілин A_1A_2 і A_3A_4 .

Через щілину A_2A_3 між вальцями 2 і 3 не повинні проходити елементи вороху, обривки листочків, полова, насіння, і ні в якому випадку насінневі коробочки. Виходячи з цього, відстань (ширина щілини) A_2A_3 повинна бути менша або рівна товщині насінини. Якщо товщину насінини позначити “ δ ”, відстань A_2A_3 повинна бути:

$$A_2A_3 \leq \delta_{max}, \quad (1)$$

де δ_{max} – найбільше значення товщини насінини.

Ширина плющильної щілини A_1A_2 (або A_3A_4) встановлюється конструктивно і вона повинна бути меншою мінімально можливого діаметра коробочки d_{Kmin} , тобто:

$$A_1 A_2 = A_3 A_4 < d_{K \min} . \quad (2)$$

У цьому випадку всі насінневі коробочки, що проходять через плющильну щілину, розплющуються і з них виділяється насіння, тобто буде забезпечений повний обмолот вороху. В той же час для запобігання пошкодження насіння, відстані $A_1 A_2$ і $A_3 A_4$ повинні дорівнювати або бути більшими від найбільшого значення товщини насіння “ δ_{max} ”, тобто повинне бути витримане співвідношення:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{max} &\leq A_1 A_2 < d_{K \min} ; \\ \delta_{max} &\leq A_3 A_4 < d_{K \min} . \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Для того, щоб коробочки, які опинилися в зоні між вальцями 2 і 3, були спрямовані обертаючими вальцями в одну із зон над щілинами $A_1 A_2$ або $A_3 A_4$, необхідно, щоб вальці 2 і 3 таким чином подіяли на коробочки, щоб вони змогли піднятися на рівень верхніх країв вальців 2 або 3. Спостереження за роботою теркового апарату при обмолоті показують, що при роботі апарату в зоні $C_2 A_2' A_3' A_3''$ утворюється накопичення коробочок та вільного насіння, які не можуть підійнятися вище і потрапити в зони плющильних щілин $A_1 A_2$ і $A_3 A_4$ [4]. Цей ворох підіймається вгору, що призводить до утворення насипної гірки у вигляді фігури з прямокутною основою, боковими гранями у формі рівнобедрених трикутників і двома трапецієподібними гранями під кутом φ_1 природного схилу до горизонталі (рис. 2).

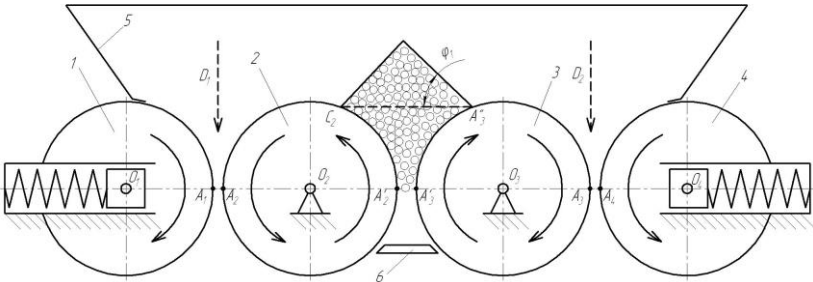


Рис. 2. Накопичення вороху над середніми вальцями чотирьох-вальцевого апарата

Цей насип не перешкоджає апарату виконувати свою функцію, в міру надходження вороху в горловину останній скочується в плющильні щілини і обмолочується.

Льоноворох складається не тільки з насінневих коробочок та вільного насіння, але й обривків волокна та стебел, які утворюють плутанину. Тому при обмолоті може трапитися таке явище як потрапляння плутанини між вальцями 2 і 3, що може призвести до утворення на них намотів і навіть до заклинювання вальців. Щоб цього явища не відбулося, апарат оснащений обмежувачем заходження плутанини 6 між опорними вальцями 2 і 3. Виконання обмежувача у вигляді пластини зі зрізаними краями, дає можливість якомога ближче встановити пластину до вальців і запобігти потраплянню плутанини між середніми вальцями, а цим самим забезпечити безперебійну роботу теркового апарата.

Література

1. Болотов и др. Комплексная механизация возделывания и уборки льна-долгунца – М.: Сельхозиздат, 1962. – 355 с.

2. Патент України на винахід № 46989 Льонопідбирач-молотарка / Макаєв В.І., Гілязетдінов Р.Н., Харьков В.І., Головій О.В., Токаренко В.І., Брагинєць В.С. – Заяв. 03.04.2001; Опубл. 15.05.2003.; Бюл. №5.

3. 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.

4. Хайліс Г.А. Основы теории и расчета сельськохозяйственных машин. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – С.198 – 205.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

ВПЛИВ РОЗТЯГНУТОСТІ ТРЕСТИ ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЮ НА ВИХІД ДОВГОГО ВОЛОКНА

Представлені результати експериментальних досліджень впливу розтягнутості трести у стрічках на вихід довгого волокна.

Постановка проблеми. Льон-довгунець вирощують головним чином для одержання високоякісного волокна, в основному, для текстильної промисловості. Якісні і кількісні показники волокна закладаються у процесі приготування трести, якому передує процес розстилання льоносолами. Розстилання здійснюється традиційно за комбайновою технологією, коли під час розстилання відокремлюються від стебел насінневі коробочки, та за роздільною – без обчісування коробочок льонобралками.

Найбільш однорідну льоносировину ми маємо у полі перед розстиланням льону. У процесі приготування трести із стебел льону розстелених у стрічках, можливе погіршення якості льоносировини, одержання недолежаної, важкооброблюваної або перележаної льонотрести, сплутаної та з більшою розтягнутістю стебел. Внаслідок цього має місце зменшення виходу волокна під час переробки на льонозаводах [1, 2, 3, 4, 5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що подібними питаннями займались окремі вчені [1, 2], але деякі з них так і залишились малодослідженими.

Мета дослідження – експериментально дослідити вплив відносної розтягнутості стеблової стрічки трести льону-довгунцю на вихід довгого волокна під час переробки.

Результати дослідження. Методикою досліджень передбачалось приготування трести такими операціями: брання стеблостою льону у ранній жовтій фазі його стиглості з одночасним розстиланням у стрічки без обчісування насінневих коробочок (льонобралка ТЛН-1,5), обертання висушених стрічок з одночасним обчісуванням насінневих коробочок та виділення з них насіння (льонопідбирач-молотарка ПМЛ-1) [3].

Для одержання волокна з трести були проведені дослідження приготування трести біологічним способом, на насінневих посівах льону сорту “Чарівний” при густоті посіву 12,5 млн. шт. на га.

У льоносіючих господарствах вирощується льон-довгунець в основному висотою 70–80 см, тому для проведення досліджень була підібрана дослідна ділянка з висотою стеблостою 73 см. Тресту вважають вилежаною згідно з діючим ДСТУ 4149-2003, якщо показник відокремлюваності волокна від деревини становить 4,1 од. і більше, недолежаною – від 3,1 до 4,0 од. та відносять до соломи, якщо відокремлюваність дорівнює 3,0 і менше [4].

Вихід волокна визначався шляхом переробки наважок трести з різною характеристикою на м'яльно-тіпальному верстаті СМТ-200М.

Розтягнутість стебел у стрічці формується під час брання та розстилання льону. На цей показник впливає висота стеблостою, від якої залежить висота брання, та ширина захвату бральної секції льонозбиральної машини. Відомо, що чим більша висота брання льону, тим менша його розтягнутість у стрічках розстилу [3].

Дослідним шляхом встановлено величину розтягнутості стебел у стрічках при використанні технології розстилання льону льонобралкою ТЛН–1,5 та обертання з одночасним обчисуванням і обмолочуванням насінневих коробочок льонопідбирачем-молотаркою ПМЛ-1. Варіація стебел у стрічках після проведення даних операцій зростає до 22 %, при довірчому інтервалі $\Delta=0,45$. Також слід зазначити, що після розстилання льонобралкою розтягнутість становила 19,2 % при довірчому інтервалі $\Delta=0,41$. Із збільшенням висоти стебел льону даний показник, звісно, буде зменшуватися.

У зв'язку з цим виникає питання кількісного і якісного виходу волокна з трести з різною розтягнутістю під час переробки.

У результаті досліджень встановлена залежність виходу довгого волокна від розтягнутості трести у стрічках після проведення технологічних операцій приготування трести, а саме брання з розстиланням у стрічки та одноразового обертання (рис. 1).

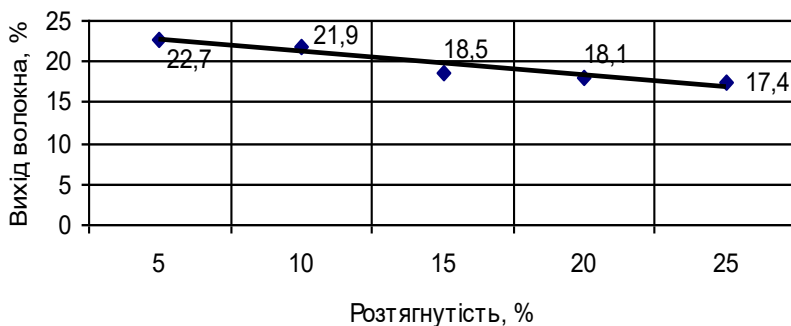


Рис. 1. Залежність виходу волокна від розтягнутості стеблових стрічок

За одержаними експериментальними даними проведений регресійний аналіз залежності виходу волокна від розтягнутості стрічок розстилу при середній висоті стебел льону 73 см, показнику відокремлюваності 5,7 од, з вологістю 12,7 %. В результаті встановлено лінійну залежність виходу волокна від розтягнутості стебел у стрічці $y = 23,92 - 0,28 \cdot x$ при коефіцієнті кореляції $- 0,92$, параметру апроксимації $R^2 = 0,897$ (рис.). Таким чином встановлено, що розтягнутість стебел у стрічках розстилу негативно впливає на вихід довгого волокна.

Висновки. При збільшенні розтягнутості трести у стрічках вихід довгого волокна під час переробки на м'яльно-тіпальному обладнанні льонозаводів зменшується. Експериментальними дослідженнями встановлено математичну залежність виходу довгого волокна від розтягнутості трести у стрічках, яка має лінійну залежність.

Література

1. Боярченкова М.М., Быков Н.Н. Влияние сроков подъема тресты на ее качество. – Лен и конопля. – 1977. – №2 – С.23 – 25
2. Карпець І.П. Інтенсивна технологія вирощування льону-довгунця. – К.: Урожай, 1990. – 112 с.
3. Макаєв В.І., Гілязетдінов Р.Н., Шейченко В.О. Технології одержання льонопродукції // Техніка АПК. – 2006. – № 1-2, – С. 30 – 31
4. ДСТУ 4149 – 2003. Треста лляна. Технічні умови. – На заміну ГОСТ 2975-73, ГОСТ 24383-89; Введ. 24.02.2003. – К.: Держспоживстандарт України, 2004. – 14 с.
5. Шейченко В.О. Обґрунтування параметрів та режиму роботи льонобразального апарата з поперечними рівчачками: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. – Львів, 2006. – 20 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

Б.І. Москаленко
Інститут луб'яних культур УААН

СТРУКТУРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВИДІЛЕННЯ ДОВГОГО ВОЛОКНА ЛЬОНУ

У статті наведено результати структурного моделювання процесу виділення довгого волокна льону за новою схемою, обґрунтовано умови підбору оптимального режиму роботи агрегату.

Постановка проблеми. Необхідною умовою високоефективної роботи агрегату для виділення довгого волокна з льонотрести є одержання максимально можливої кількості очищеного від костриці волокна. Значне варіювання властивостей льонотрести вимагає встановлення оптимального режиму роботи агрегату для кожної партії сировини. Для цього необхідно мати чітке уявлення про вплив кожного робочого органу агрегату та їх сукупності на вихід і якість довгого волокна. Одним з шляхів оптимізації режиму роботи агрегату для обробки партій льонотрести з різними властивостями є моделювання об'єкта дослідження, першим етапом якого є побудова структурної моделі процесу виділення довгого волокна льону.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В наш час на переробних підприємствах України для виділення довгого волокна льону використовуються так звані класичні м'яльно-тіпальні агрегати. Відомі як переваги, так і недоліки цих агрегатів [1, 2].

Мета дослідження. Побудова структурної моделі процесу обробки льонотрести за допомогою нового агрегату для виділення довгого волокна льону.

Результати дослідження. Яскравим прикладом нетрадиційного підходу до розв'язання проблем первинної обробки луб'яних культур є створення співробітниками Інституту луб'яних культур УААН нової схеми виділення довгого волокна льону і втілення в металі однієї секції агрегату для її здійснення. Головними перевагами нової схеми є глибока диференціація впливів робочих органів на оброблюваний матеріал, істотне зниження сумарної енергота металомісткості агрегату [3].

Теоретично обґрунтовано основні параметри робочих органів винайдені схеми, доведено практикою роботоздатність та ефективність макетного зразка секції експериментального агрегату,

досліджено вплив окремих властивостей сировини і параметрів роботи агрегату на вихід і якість довгого волокна льону [1, 4, 5].

Зараз проводиться пошук оптимальних технологічних параметрів виділення довгого волокна льону залежно від комплексу фізико-механічних властивостей сировини. Перший етап дослідження нової схеми – побудова структурної моделі – дозволяє визначити сукупність зв'язків між елементами схеми, а в подальшому проводити дослідження впливу окремих елементів схеми і їх сукупностей на функціонування агрегату [6].

Агрегат для виділення довгого волокна льону складається з десятків вузлів і систем і його загальна схема є досить складною конструкційно. В даній роботі розглядаються лише ті елементи, які безпосередньо контактують з оброблюваним матеріалом, змінюючи його властивості, і формують відповідний технологічний ефект. Це механізм шароформування *A*, механізм плющення *B*, дві секції обробки відповідно гузиревої та вершиночної частин стеблової стрічки і транспортуючий механізм *E* (рис. 1).

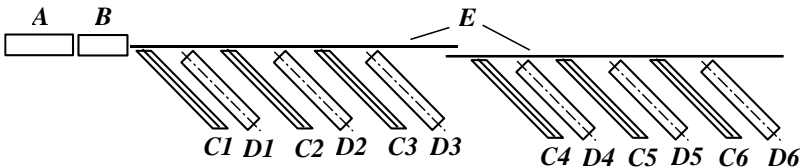


Рис. 1. Схема агрегату для виділення довгого волокна льону: *A* – механізм шароформування; *B* – механізм плющення; *C1*, ..., *C6* – нерухомі вузли протягування; *D1*, ..., *D6* – скребкові і тіпальні барабани; *E* – транспортуючий механізм

Кожен елемент схеми характеризується своїми параметрами, які в поєднанні з фізико-механічними властивостями стебел і характеристикою стрічки формують результат переробки сировини. До основних властивостей-визначальників технологічної придатності стебел льону до переробки відносяться довжина і діаметр стебел, ступінь вилежаності трести, міцність волокна. Розтягнутість стебел, їх дезорієнтація в стрічці, товщина шару характеризують ступінь придатності стрічки льонотрести до обробки. Встановленням визначених параметрів шароформуючого механізму надається оптимальна характеристика стрічці оброблюваного матеріалу. Ефективність роботи нерухомих вузлів протягування визначається кількістю кромок у вузлі, інтерсекцією, радіусом округлення та кроком

крючок; скребкових та тіпальних барабанів – кількістю бил, інтерсекцією, частотою обертання барабанів.

Об'єднаємо сукупність впливових параметрів у множини для відповідних робочих органів: $X_A, X_B, \dots, X_{C6}, X_{D6}$. Технологічний ефект первинної обробки льонотрести оцінюється за виходом V і закостріченістю Z довгого волокна при продуктивності агрегату не меншою від нормованої W_H .

З урахуванням схеми процесу виділення довгого волокна льону структурна модель функціонування агрегату матиме вигляд:

$$\left. \begin{aligned} V_{\Pi} - (\Delta V_A(X_A, t) + \Delta V_B(X_B, t) + \dots + \Delta V_{C6}(X_{C6}, t) + \\ + \Delta V_{D6}(X_{D6}, t)) &\geq V_H; \\ Z_{\Pi} - (\Delta Z_A(X_A, t) + \Delta Z_B(X_B, t) + \dots + \Delta Z_{C6}(X_{C6}, t) + \\ + \Delta Z_{D6}(X_{D6}, t)) &\leq Z_H; \\ W_A(X_A, t) = W_B(X_B, t) = W_E(X_E, t) &\geq W_H, \end{aligned} \right\}$$

де V_{Π} і Z_{Π} – початкові вміст волокна і баласту (костріці, покривних тканин та ін.) в льонотресті; $\Delta V_A, \Delta V_B, \dots, \Delta V_{C6}, \Delta V_{D6}$ – зміна вмісту волокна в сировині під час обробки робочими органами $A, B, \dots, C6, D6$; $\Delta Z_A, \Delta Z_B, \dots, \Delta Z_{C6}, \Delta Z_{D6}$ – зміна закостріченості волокна під час обробки робочими органами $A, B, \dots, C6, D6$; V_H, Z_H – нормовані вихід і закостріченість довгого волокна льону; W_A, W_B, W_E – продуктивність відповідно шароформуючого, плющильного і транспортуючого механізмів; W_H – планова продуктивність агрегату.

Отже, ефективність роботи агрегату для виділення довгого волокна льону визначається початковими характеристиками льонотрести і сумарним ефектом роботи елементів структурної моделі – робочих органів агрегату.

Параметри транспортуючого механізму E практично не впливають безпосередньо на вихід і якість довгого волокна, але від них залежить продуктивність агрегату. Початковою умовою налаштування агрегату є рівність продуктивностей шароформуючого, плющильного та транспортуючого механізмів, що дозволяє зберігати потрібну характеристику стрічки матеріалу під час обробки на агрегаті для виділення довгого волокна.

Встановлення оптимального режиму роботи агрегату повинно починатись з налаштування шароформуючого механізму на потрібну характеристику стрічки матеріалу, розрахунку продуктивності агрегату і коригування продуктивності плющильного і транспортуючого механізмів.

Висновки. В результаті досліджень проведено структурне моделювання нового агрегату для виділення довгого волокна льону. Виведено початкові умови вибору режиму роботи агрегату залежно від фізико-механічних властивостей сировини. Встановленню оптимальних параметрів робочих органів агрегату обов'язково має передувати налаштування шароформуєчого механізму і перевірка відповідності фактичної продуктивності агрегату встановленим нормам.

Література

1. Ипатов А.М. Теоретические основы механической обработки стеблей лубяных культур: Учеб. пособие для вузов. – М.: Легпромбытиздат, 1989. – 144 с.
2. Пашин Е.Л. Агропроизводство и технологическое качество льна. – Кострома: ВНИИЛК, 2004. – 208 с.
3. Патент 53750 України, МКИ 7D01B1/20. Спосіб виділення волокна зі стебел луб'яних культур і агрегат для його здійснення / Р.Н. Гілязетдінов, П.В. Лук'яненко, О.В. Головій (UA). – №2000042218; Заявл. 18.04.2000; Опубл. 17.02.2003. Бюл. №2.
4. Лукьяненко П.В. Разработка процесса выделения длинного волокна льна на основе скребково-трепальных рабочих органов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.18.03. – Глухов, 1997. – 184 с.
5. Москаленко Б.І., Гілязетдінов Р.Н. Вплив фізико-механічних властивостей льонотрести на результати обробки за новою схемою виділення довгого волокна льону // Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 90. – Глеваха: ННЦ ІМЕСГ, 2006. – С. 297-300.
6. Советов Б.Я., Яковлев С.А. Моделирование систем: Учеб. для вузов. – М.: Высшая школа, 2001. – 343 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

РОЗРОБКА ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЛЬОНОБРАЛКИ З ВУЗЬКОЗАХВАТНИМИ СЕКЦІЯМИ

У статті проводиться обґрунтування можливих напрямків удосконалення конструкції бральних апаратів з метою покращення їхньої роботи

Постановка проблеми. На ефективність роботи брального апарата льонозбиральних машин та розтягнутість стрічки вибраного льону впливають: висота стеблостою льону та його густота, швидкість руху льонозбирального агрегату, висота встановлення носиків подільників над землею та інші фактори. Але дослідження (як теоретичні, так й практичні) показали, що найсуттєвіший вплив має ширина захвату бральної секції, тобто відстань між носиками подільників, яка в існуючих бральних апаратах складає 38 см . Однак використання бральних апаратів із такою шириною захвату приводить до збільшення розтягнутості, що особливо проявляється на полеглому льоні. Це є недоліком бральних апаратів.

Мета дослідження. Пошук шляхів зменшення ширини захвату бральних секцій без надлишкового ускладнення їхньої конструкції з метою зменшення розтягнутості стрічки льону.

Результати дослідження. У льонобрального апарата з повздовжніми рівчаками (рис. 1 а, б, в) число пасів дорівнює двом, а мінімальна кількість частин, що виконують обертові рухи, дорівнює п'яти (хоча може бути шість і більше обертових шківів і роликів). У льонобрального апарата з поперечними рівчаками на весь апарат приходиться два паси, п'ять шківів і дев'ять роликів, тобто конструкція цього апарату більш проста. В той же час, якщо зменшити ширину захвату кожної бральної секції при збереженні встановленої ширини захвату апарату (льонобралки), зросте загальна кількість секцій, пасів, шківів та роликів у кожній машині, тобто зростає її матеріаломісткість.

Для аналізу цього зростання, на базі викладеного вище, врахуємо, що число m_{np} рухомих частин (пасів, шківів, роликів) апарату з повздовжніми рівчаками дорівнює наближено:

$$m_{np} \approx (2+5) \cdot n = 7 \cdot n, \quad (1)$$

де n - число бральних секцій в апараті.

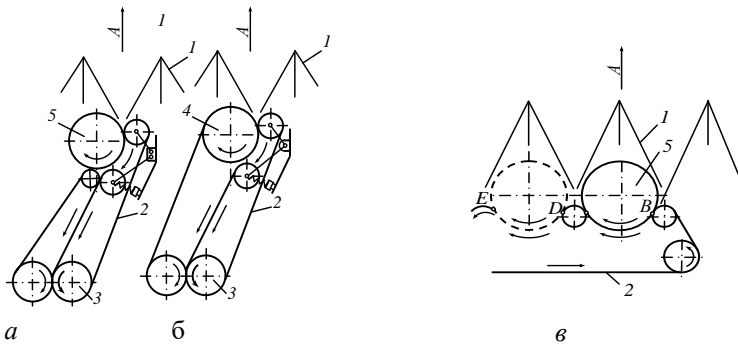


Рис. 1. Схеми бральних рiвчакiв льонозбиральних машин: а – рiвчак льонобралки „Union”; б – рiвчак льонобралки ЛТВ-4; в – рiвчак льонобралки ТЛН-1,5; 1 – подiльники; 2 – бральнi паси; 3 – ведучi шкiви; 4 – веденi шкiви; 5 – прогумованi диски; решта рухомих частин – роликi; (стрiлками А показаний напрям руху машин; iншими стрiлками показаний напрям руху пасiв i обертання шкiвiв та роликiв)

Дещо поiншому залежить вiд n число m_m рухомих частин (пасiв, шкiвiв, роликiв) апарату з поперечними рiвчаками. Згiдно з вищевикладеним, m_m дорiвнює:

$$m_m \approx 2 + 4 + 2n = 6 + 2n. \quad (2)$$

При незмiннiй ширинi B захвату брального апарату, що дорiвнює $b \cdot n$, де b - ширина захвату бральної секцiї, величина n стане рiвною:

$$n = \frac{B}{b}. \quad (3)$$

Пiдставивши значення n за (3) в рiвностi (1) i (2), отримаємо залежностi величин m_m та m_{np} вiд b :

$$\left. \begin{aligned} m_{np} &\approx 7 \frac{B}{b}; \\ m_m &\approx 6 + 2 \frac{B}{b}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Залежності (1), (2) і (4) є наближеними, оскільки ми підставили в рівності (1) і (2) мінімально необхідні числа шківів та роликів; в загальному ж випадку (при роботі на густому та засміченому льоні та на сухому ґрунті) ці числа шківів і роликів можуть бути дещо більшими.

За формулами (4) проведені розрахунки m_m та m_{np} при таких значеннях B і b : B дорівнює 1,52 м і 1,90 м (такі ширини захвату прийняті у сучасних льонозбиральних машинах ЛК-4А, ТЛН-1,5, ТЛН-1,9 та інші); b дорівнює 0,38 м, 0,34 м, 0,30 м, 0,26 м, 0,22 м. Отримані результати розрахунків подані у вигляді графіків на рис.2.

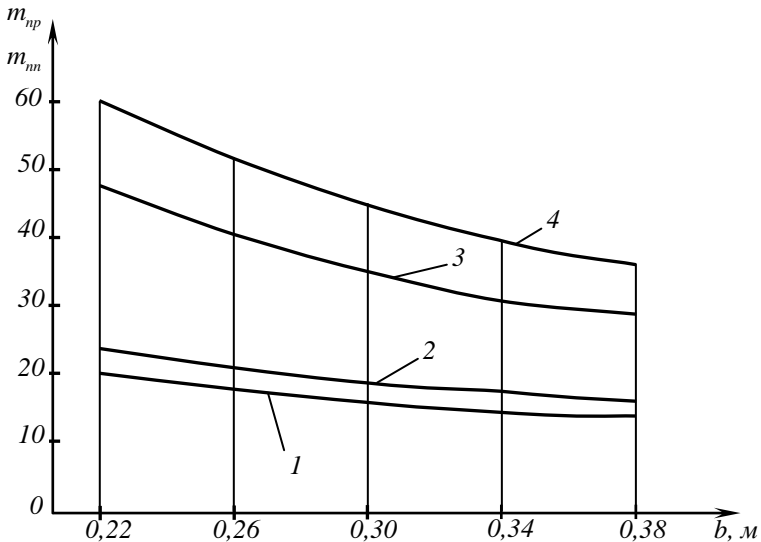


Рис. 2. Залежності показників складності конструкції брального апарату від ширини захвату секції: 1 – крива m_m при $B=1,52$ м; 2 – крива m_m при $B=1,90$ м; 3 – крива m_{np} при $B=1,52$ м; 4 – крива m_{np} при $B=1,90$ м.

З графіків видно, що показник m_m складності конструкції брального апарата з поперечними рівчачками значно менше, ніж у апарата з повздовжніми рівчачками, через що можна зробити висновок, що працювати в напрямку зменшення ширини захвату секцій з одночасним незначним ускладненням конструкції апарата краще над бральним апаратом з поперечними рівчачками (цей апарат, якщо в ньому додати шків, ролик і паси, суттєво не ускладнюється).

Працюючи над таким апаратом, треба ще врахувати, що в кожній секції довжина бральної ділянки (довжини BC , DE щільного притискання пасу до шків на рис.1, в) повинна бути достатньою для того, щоб забезпечити повне витягування кореня стебла з ґрунту. Згідно з літературними даними [1], [2], довжина бральної ділянки, яка позначається s_p , повинна бути не менше 25 см. Як показали дослідження [3], при такій довжині бральної ділянки поперечна бральна секція (рис.1, в) може функціонувати лише при ширині її захвату b до 30 см. Якщо ж зменшити ширину b так, щоб вона була менше 30 см, то довжина бральної ділянки буде недостатньою, тому задача полягає в пошуку шляхів збереження довжини s_p .

Подальше зменшення ширини b (менше 30 см) можливе, якщо бральні ролик апарата з поперечними рівчачками (рис.1, в) перемістити вперед і ближче до подільників з метою забезпечення збільшення дуги обхвату кожного шків пасом. Схема частини такого брального апарата подана на рис. 3.

На цьому рисунку показане розташування роликів і пасу при охопленні ним брального шків і шару стебел по дузі $C_2C'C_1$, яка при одному й тому ж діаметрі брального шків більша за дуги BC і DE (рис. 1, в) та дугу $C_2C'C_1$ на рис. 4, де зображена частина брального апарата з поперечними рівчачками, який був рекомендований, за дослідженнями В.О.Шейченка [3], до впровадження з метою зменшення розтягнутості вибраних стебел.

На рис. 3 довжина дуги $C_2C'C_1$ обхвату шків 4 пасом 2 більша за π на кут $2\alpha_0$, де α_0 - кут відхилення радіуса O_1C_2 від лінії O_1a_2 , яка перпендикулярна напрямку руху машини. Враховуючи це, довжина дуги $C_2C'C_1$ щільного прилягання пасу до стебел і шків дорівнює $(r_u + \delta_n)(\pi + 2\alpha_0)$, де r_u - радіус шків, а δ_n - товщина шару стебел. Якщо задатися кутом α_0 , то дуга $C_2C'C_1$ щільного прилягання

пасу до шківа буде дорівнювати фактичній довжині бральної ділянки s_p . Зважаючи на вищевикладене, в такому апараті:

$$s_p = (r_u + \delta_s)(\pi + 2\alpha_0). \quad (5)$$

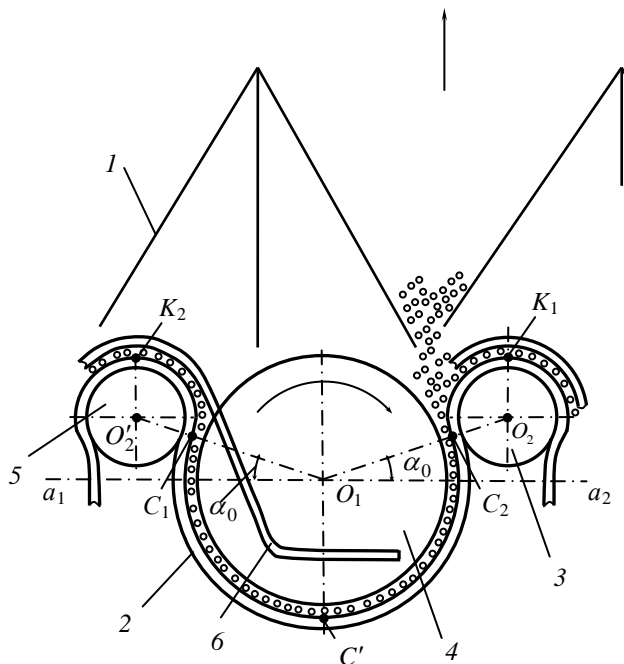


Рис. 3. Схема частини брального апарата з поперечними ривчакми і розташуванням центрів роликів ближче до подільників за лінією, яка з'єднує центри шківів: 1 – подільник; 2 – пас; 3 – ролик, розташований правіше від шківа; 4 – бральний шків; 5 – ролик, розташований лівіше від шківа; 6 – притискний пруток

З іншого боку, ширина b захвату бральної секції дорівнює відстані $O_2'O_2$, тобто:

$$b = 2(r_u + \delta_s + \delta_p + r_p) \cos \alpha_0, \quad (6)$$

де δ_p - товщина брального пасу.

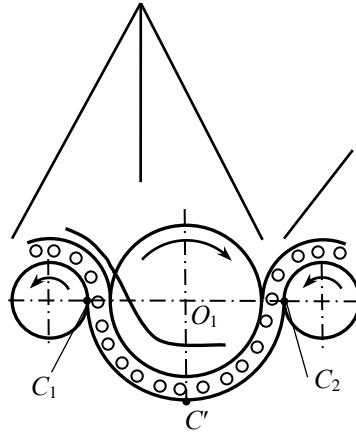


Рис. 4. Схема частини браального апарата з поперечними рівчками при куті обхвату шківа пасом, що дорівнює 180°

Якщо відомі α_0 , s_p , b , δ_a , δ_p , то рівняння (5) і (6) складають систему рівнянь з двома невідомими: r_u та r_p . Після розв'язку цих рівнянь відносно r_u та r_p знаходимо:

$$r_u = \frac{s_p}{\pi + 2\alpha_0} - \delta_a. \quad (7)$$

$$r_p = \frac{b}{2 \cos \alpha_0} - \frac{s_p}{\pi + 2\alpha_0} - \delta_p. \quad (8)$$

Граничним положенням роликів 3 і 5 (рис. 3 і 5) при їхньому переміщенні вперед в бік подільників буде таке, при якому відстань від передніх точок K_1 і K_2 пасів, які охоплюють ролики, до осі $a_1O_1a_2$ (рис.3) буде дорівнювати r_u . Далі переміщувати ролики вперед не можна через те, що вони будуть заважати надходження стебел у бральні рівчки. Граничне значення $\alpha_{оп}$ (рис. 5) кута α_0 у даному випадку, а також значення радіусів r_u та r_p визначаються розв'язком

трьох рівнянь, які випливають з того, що $r_u + \delta_a = \frac{C_2C'C_1}{\pi + 2\alpha_{оп}}$,

$$r_u = (O_1O_2) \sin \alpha_{оп} + (O_2K_1), \quad \frac{b}{2} = (O_1O_2) \cos \alpha_{оп}, \quad \text{де } C_2C'C_1 - \text{ дуга}$$

$C_2C'C_1$, а O_1O_2 – відстань O_1O_2 . З наведених рівностей приходимо до таких трьох рівнянь:

$$r_u + \delta_l = \frac{s_p}{\pi + 2\alpha_{оп}}; \quad (9)$$

$$r_u - r_p - \delta_p - (r_p + \delta_p + \delta_l + r_u) \sin \alpha_{оп} = 0; \quad (10)$$

$$b - 2(r_p + \delta_p + \delta_l + r_u) \cos \alpha_{оп} = 0. \quad (11)$$

Розв'язком даних рівнянь знаходяться, як вже зазначалось, параметри $\alpha_{оп}$, r_u та r_p .

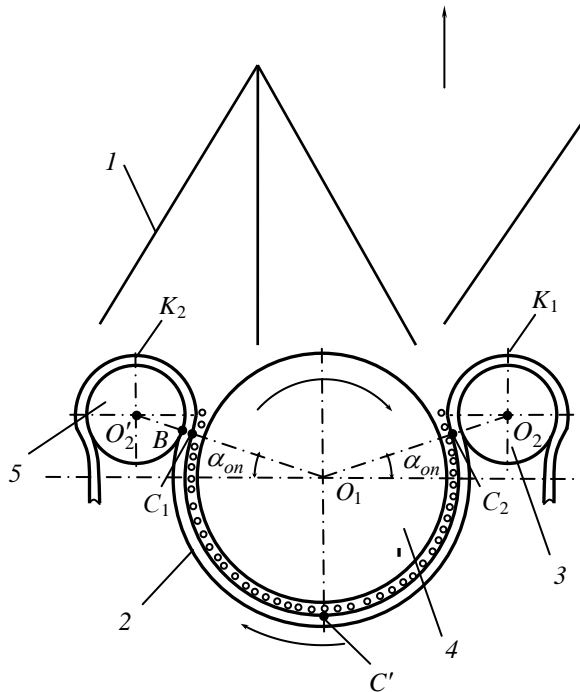


Рис. 5. Схема розташування шківа, пасу і роликів у частині браального апарата з поперечними рівчками для отримання максимально можливої дуги обхвату шківа пасом: 1 – подільник; 2 – пас; 3 – ролик, розташований правіше шківа; 4 – браальний шків; 5 – ролик, розташований лівіше шківа

Висновки. Внаслідок аналізу шляхів зменшення розтягнутості стебел під час брання, яке досягається зменшенням ширини захвату бральної секції, встановлено, що нам легше зменшити захват у поперечних бральних апаратів з криволінійними рівчаками. Але при зменшенні ширини захвату секції обов'язковим є зменшення діаметра брального шківа, що може негативно вплинути на довжину бральної ділянки кожного рівчака. Щоб цього не відбулося рекомендуємо змінити положення натискного ролика в кожному рівчаку шляхом висування його осі вперед в бік подільників. При цьому, в кожному рівчаку збільшується кут обхвату брального шківа пасом.

Література:

1. Льюнборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н. Бухарин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчета льноуборочных машин. – М.: Машгиз, 1963. – 151 с.
3. Шейченко В.О. Обґрунтування параметрів та режиму роботи льнобрального апарата з поперечними рівчаками. Автореферат дис.: –Львів, 2006. – 20 с.

УДК 631.521

О.О. Налобіна, к.т.н., О.П. Герасимчук, аспірант

АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕНЬ НА ЕЛЕМЕНТИ РАМ ЛЬНОБРАЛОК

У статті проведений аналіз навантажень, діючих на обертіві елементи льнобрального апарату.

Постановка проблеми. На сучасному етапі створення льнозбиральної техніки питання надійності їхніх рамних конструкцій мають велике значення. Зазначені питання вивчені недостатньо. Проведені лише окремі дослідження низкою авторів [1, 2, 3]. В той же час такі дослідження необхідно проводити з метою підвищення міцності машин.

Бральні апарати льнозбиральних комбайнів та льнобралок містять раму, до якої кріпляться подільники, бральні ролики та шківні. На ролики та шківні натягнутий бральний пас, сили натягу якого передаються на їхні опори, а значить і на раму. В процесі роботи брального апарату стебла льону, підведені до входу у бральні рівчаки, затискаються пасами і завдяки одночасному руху бральних пасів вгору

і машини вперед висмикуються з ґрунту. В момент висмикування паси долають сили опору висмикуванню стебел із ґрунту, які теж передаються на опори шківів і роликів. Необхідно зазначити, що ці сили діють лише від моменту захвату стебел пасами до того, як вони будуть повністю висмикнуті із ґрунту. Величина сил опору не є сталою та залежить від кількості стебел, які одночасно потрапляють у бральні рівчаки, від твердості ґрунту, від сил тертя між пасами і шківками та інших факторів. Крім того, до рами брального апарату кріпляться подільники. Їхнє консольне кріплення створює додаткові навантаження, які зростають у процесі взаємодії з льоном, а також при наїздах подільників на перешкоди (каміння). Навантаження, створені подільниками, залежать від їхньої конструкції та маси.

З вищесказаного випливає, що рама брального апарату перебуває під дією складної системи сил, що діють у різних площинах і, в свою чергу, залежать від багатьох факторів.

Мета дослідження. Проаналізуємо навантаження, що діють на окремі елементи льонобралки ТЛН-1,5 з метою подальшого застосування даного аналізу для розрахунку конструкції рами даної машини та інших льонобральних машин.

Результати дослідження: На рис. 1 представлена схема брального апарату льонобралки ТЛН-1,5.

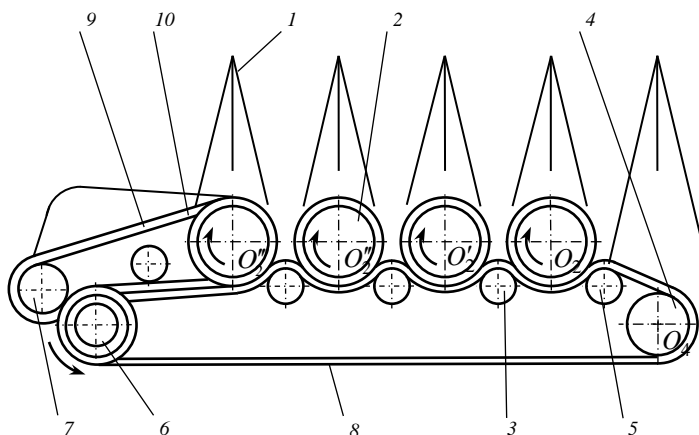


Рис. 1. Схема брального апарату ТЛН-1,5: 1 – подільники; 2 – бральні шківки; 3 – бральні роликки; 4, 7 – шківки ведені; 5, 9 – роликки натискні; 6 – шків ведучий; 8 – бральний пас; 9 – пас вивідного пристрою

Визначимо сили, які діють на ведений шків 4 (рис. 2). Цей шків навантажений силами натягу брального пасу $F_{\epsilon 4}$ (сила натягу верхньої веденої вітки) та $F_{н4}$ (сила натягу нижньої ведучої вітки), причому $F_{н4} > F_{\epsilon 4}$. Для додавання ці сили треба перенести вздовж лінії дії до їх перетину, а з точки перетину будувати їх і додавати. Такий самий результат можна отримати, якщо перенести сили в центр шківа O_4 та додати їх геометрично. Це й зроблено на рис.2, при цьому отримана рівнодійна цих сил R_{O_4} , яка діє на опору шківа та прагне змістити шків вліво.

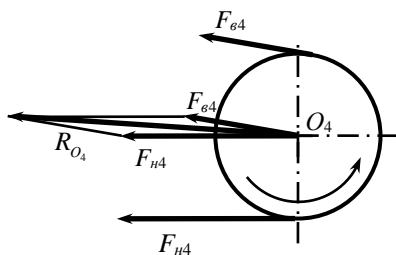


Рис. 2.Схема дії сил на ведений шків

Розглянемо тепер ролик натискний 5 (рис. 3). Він навантажений силами натягу лівої вітки $F_{л5}$ та правої вітки $F_{н5}$. Причому, під час роботи апарату є деяке зростання сил натягу на ділянці 2-2' через те, що пас долає опір стебел висмикуванню.

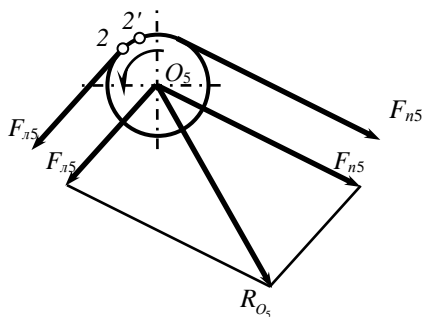


Рис. 3.Схема дії сил на натискний ролик

На бральний шків 2 (рис. 4) діє сила натягу F_{n2} правої вітки пасу, яка визначиться:

$$F_{n2} = F_0 + 0,5F_t + \Sigma F_g, \quad (1)$$

де F_0 – початковий натяг пасу; F_t – колова сила, яка визначається $\frac{2T_2}{d_2}$ (T_2 – обертовий момент на валу брального шківця, d_2 – діаметр брального шківця); ΣF_g – сумарна сила опору висмикуванню пучка стебел, затягнутих у рівчак.

Сила натягу у веденій вітці F_{n2} визначиться: $F_{n2} = F_0 - 0,5F_t + \Sigma F_g$. Тоді тиск на опору вала від дії сил натягу брального пасу визначиться: $R_{O_2} = \sqrt{F_{n2}^2 + F_{n2}^2}$. Графічне визначення R_{O_2} показано на рис. 4.

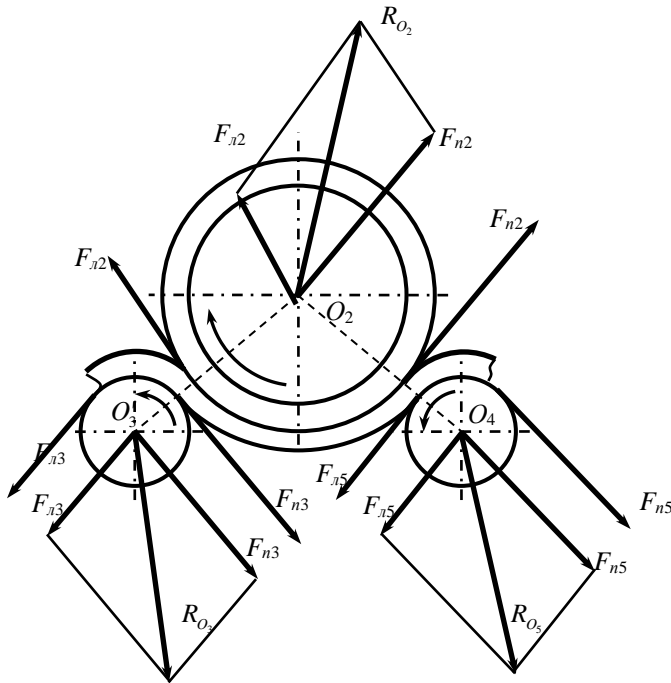


Рис. 4. Схема навантаження брального шківця O_2 та роликів 3 і 4

Крім того, в напрямку руху стрічки льону при просуванні пасу в опорі брального шківів O_2 ще виникають тиски внаслідок додаткового натягу брального пасу, який долає опори в опорах O_4 та O_5 (R_{O_4} , R_{O_5}). В опорі також виникають сили тертя $F_{тер}$, на подолання яких витрачається потужність і які створюють додаткові навантаження на раму апарату. Повне зусилля в опорі:

$$Q_2 = R_{O_2} + R_{O_4} + R_{O_5} + F_{\delta \Delta \Delta}. \quad (2)$$

Навантаження на опори бральних шківів O'_2 та O''_2 знаходимо аналогічно. Маємо: для опори шківів O'_2 : $Q'_2 = R_{O'_2} + R_{O_2} + F_{\delta \Delta \Delta}$; для опори шківів O''_2 : $Q''_2 = R_{O''_2} + R_{O_2} + F_{\delta \Delta \Delta}$. У цих виразах $R_{O'_2}$, $R_{O''_2}$ – тиски в опорах O'_2 , O''_2 від сил натягу пасу.

Визначимо зусилля в опорі брального шківів O_2''' , ведучого шківів O_6 і веденого шківів вивідного транспортера O_7 (рис. 5). Опора O_2''' шківів сприймає навантаження, які створюють сили натягу пасу вивідного пристрою $F_{\delta 2}''', F_{\gamma 2}'''$ та брального пасу (зона 1–2) $F_{\delta 1}, F_{\delta 1}$. Перенесемо лінії дії сил $F_{\delta 2}''', F_{\gamma 2}'''$ в точку O_2''' і графічним методом додамо їх. Отримаємо результуючу R_2''' – це сила тиску на опору O_2''' від дії сил натягу пасу вивідного пристрою. Так само графічно додаємо сили $F_{\delta 1}, F_{\delta 1}$, отримаємо результуючу R_6 . Далі додаючи R_6 та R_2''' , отримаємо результуючу R_{O_2}''' . Тоді зусилля, що виникає в опорі шківів O_2''' і передається на раму, визначиться:

$$Q_2''' = R_{O_2}''' + R_{O_2}'' + R_{O_2}' + R_{O_2} + F_{тер}. \quad (3)$$

З рис. 5 бачимо, що у вітках брального пасу, який огинає ведучий шків 6, діють сили натягу $F_{66}, F_{\gamma 6}$ ($F_{66} > F_{\gamma 6}$). Крім того, бральний пас та пас вивідного пристрою притиснуті один до одного. Сили натягу пасу вивідного пристрою, що діють в межах кута α , передаються на опору O_6 . Позначимо ці сили F_1, F_2 ($F_2 > F_1$) і геометрично додамо їх, отримаємо результуючу R_F .

Графічно сумуємо сили F_{66} і $F_{\gamma 6}$, отримаємо результуючу R_6 . Як зазначено вище, на шків 6 діють сили натягу двох пасів, тому результуючий тиск на опору O_6 визначиться методом геометричного додавання векторів R_F і R_6 .

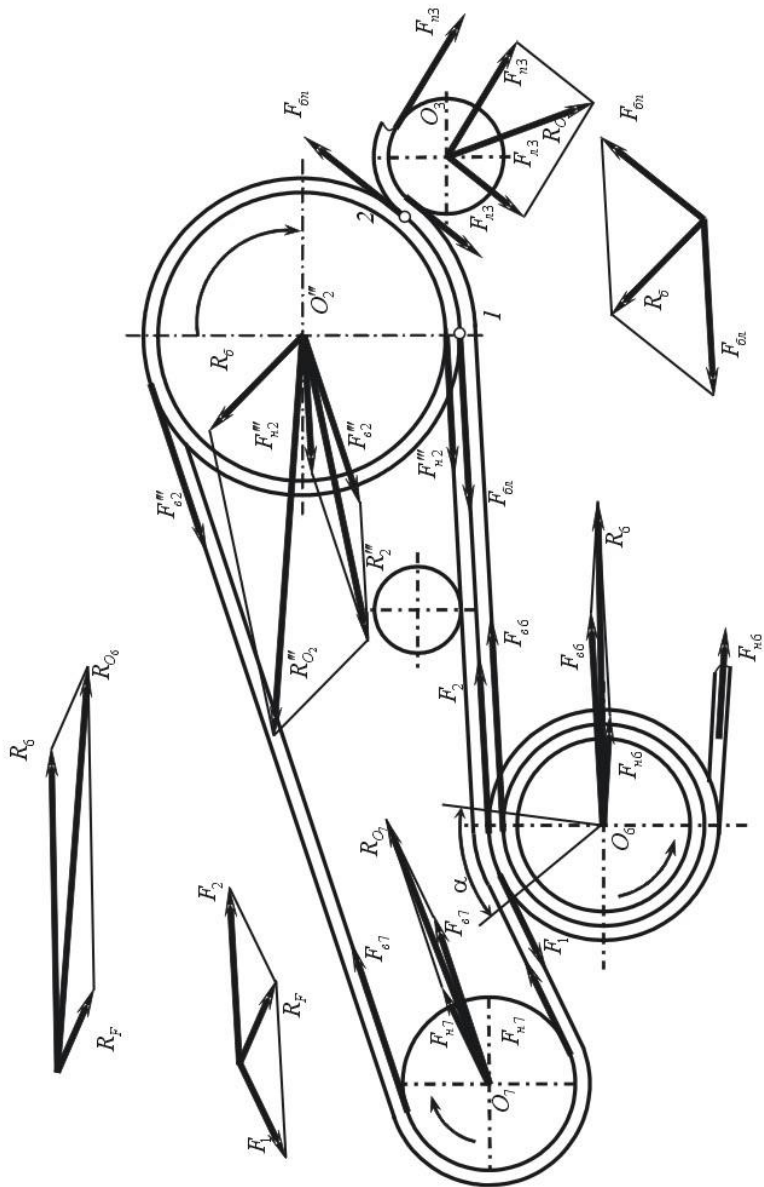


Рис. 5. Схема дії сил на елементи вивідної частини брального апарату

Визначимо повне навантаження в опорах O_7 та O_6 :

$$\begin{aligned} Q_7 &= R_{O_7} + F_{тер}, \\ Q_6 &= R_{O_6} + F_{тер}. \end{aligned} \quad (4)$$

Висновки. Проведені дослідження показали, що на рамну конструкцію льонобрального апарата передаються сили тиску, які виникають в опорах шківів та роликів і визначаються як геометрична сума сил натягу віток пасу і сил тертя в опорах кочення.

Таким чином, визначивши тиски в опорах шківів та роликів брального апарату, ми можемо перейти до розрахунку його рами.

Література

1. Хайліс Г.А., Грушецька М.Г., Ужегова О.А. Визначення навантажень на рамні конструкції бральної частини льонокомбайна./ Сільськогосподарські машини. Зб. наукових статей. – Луцьк: Ред.- вид. відділ ЛДТУ, 1995.
2. Ужегова О.А. Визначення сил, що діють в льонобралці з поперечними рівчаками. / Сільськогосподарські машини. Зб. наукових статей. Вип. 2– Луцьк: Ред.- вид. відділ ЛДТУ, 1996.
3. Льюнуборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н.Бухарин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

М.І. Підгурський, к.т.н. М.Я. Сташків к.т.н. Н.І. Хомик, к.т.н.
Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

ПРО ОПІР ДИСКОВИХ КОПАЧІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Розглянуто вплив навантаження на агрегат при виконанні ним технологічного процесу (залежно від типу ґрунту, швидкості руху і глибини викопування) на розподіл зусиль в рамних конструкціях бурякозбиральних комбайнів серії КС-6Б.

Постановка проблеми. Сучасна загальна тенденція до максимального збільшення продуктивності, потужності, вантажопідйомності машин [1, 2] ставить підвищені вимоги до якості виготовлення та рівня їх надійності. Вказана тенденція, зокрема до нарощування місткості бункерів, спостерігається щодо бурякозбиральних комбайнів, які випускаються та розробляються на ВАТ «Тернопільський комбайновий завод» - це ряд машин: КС-6Б – КС-6Б-10 «Тернопіль» (об'єм бункера 5 м³) – КБС-6 «Збруч» (об'єм бункера 10 м³) [3].

Однією з найважливіших систем, що забезпечують надійність машини в цілому, є їх несуча конструкція. Основна несуча система бурякозбирального комбайна – це зварна рама, що опирається на балки передніх і задніх коліс. На раму встановлюють бункер, кабіну, двигун з підмоторною рамою, інші агрегати та конструкції, які тісно чи іншою мірою можуть бути віднесені до несучої системи комбайна. На раму передаються зусилля від гичкоріза, викопуючого пристрою, транспортерів та ін.

Велика кількість створених конструкцій викопуючих робочих органів, різні робочі швидкості комбайнів, типи ґрунтів та їх фізико-механічні властивості приводять до зміни в широкому діапазоні силових факторів, які суттєво впливають на перерозподіл зусиль в основній рамній системі в процесі роботи машини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За результатами досліджень встановлено, що тяговий опір при викопуванні коренеплодів дисковими копачами на глибині 70 мм збільшується в 1,1 – 1,3 раза при зміні поступальної швидкості машини від 1,4 до 2, 3 м/с [4]. Залежно від типу ґрунту значення тягового опору можуть відрізнятися у 3 – 3,4 раза, а граничні значення – змінюватись від 4,1 кН до 13,9 кН [4-7] (рис. 1). У той же час вплив тягового опору на навантаження несучих систем машин не досліджено.

Мета досліджень. Виходячи з вищесказаного, необхідно дослідити вплив зміни опору дискових викопуючих органів на перерозподіл зусиль в опорах рамних конструкцій бурякозбиральних комбайнів серії КС-6Б.

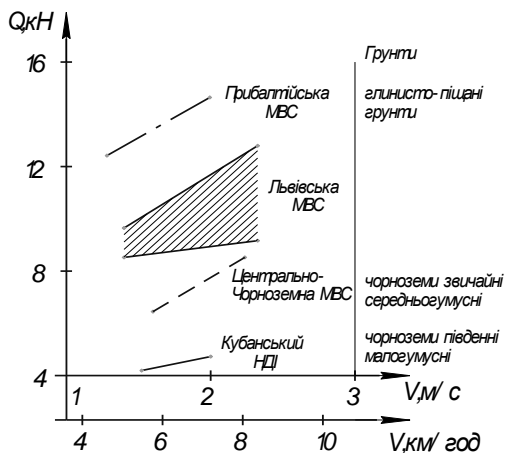


Рис. 1. Тяговий опір дискових викопуючих органів

Результати досліджень. Розглянемо розрахункову схему дискового викопуючого пристрою (рис. 2), який встановлюють на коренезбиральну машину КС-6Б та комбайни КС-6Б-10 «Тернопіль» і КБС – 6 «Збруч».

Дисковий викопуючий пристрій (рис. 2) складається з основної рами, жорсткість якої значно перевищує жорсткість інших частин рами і до якої прикладене рівномірно розподілене навантаження (власна вага системи q) і самих дискових копачів, у яких при виконанні технологічного процесу створюється тяговий опір ґрунту Q , направлений під кутом θ , що може змінюватись в межах $0-40^\circ$ [4, 8].

Для розрахунку несучих систем розроблено велику кількість різноманітних за складністю і точністю отриманих результатів методів [9]. У такому випадку оцінку навантаженого стану несучої системи дискового викопуючого органу та невідомі реакції R_2 , R_{4x} та R_{4z} у вузлах кріплення з основною несучою системою машини проведено за допомогою спеціалізованого пакету прикладних програм «Ліга». Розрахунок проведено за даними експериментальних досліджень тягового опору дискових копачів у зоні випробувань Львівської МВС (рис. 1).

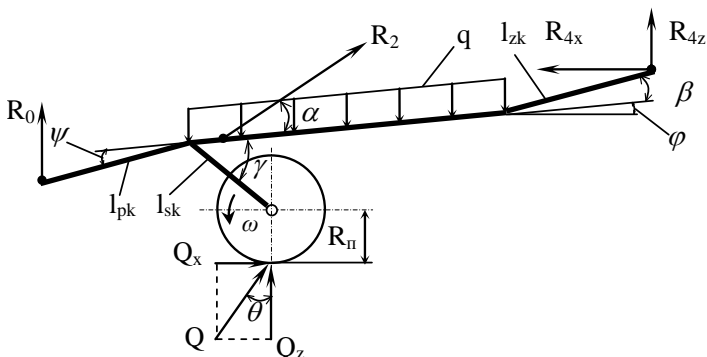


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення зусиль від викопуючого пристрою у робочому режимі (ψ , l_{pk} , l_{sk} , l_{zk} , γ , R_{II} , β , φ - геометричні параметри викопуючого пристрою)

Аналізуючи отримані результати, відзначимо таке. Зі збільшенням кута θ значення реакцій R_2 , R_{4x} та R_{4z} зростають (рис. 3), а із збільшенням тягового опору величини реакцій R_2 , R_{4x} та R_{4z} зменшуються.

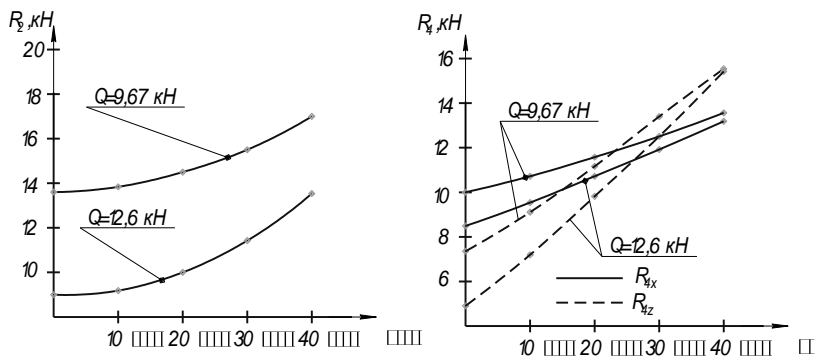


Рис. 3. Результати дослідження впливу зміни тягового опору дискових викопуючих органів на розподіл зусиль у рамі комбайна

При подальшому збільшенні тягового опору до $Q=36$ кН (при $\theta=0^\circ$) відбувається виглиблення дискових викопуючих органів з ґрунту [4] через спрацювання запобіжного клапана гідроциліндра, розрахованого на зусилля $R_2 \approx 30$ кН (40 атм). За результатами розрахунку при $Q=36$ кН ($\theta=0^\circ$) реакція на штоці гідроциліндра $R_2 = -28,15$ кН, тобто похибка складає 6,2%, що вказує на добру

збіжність результатів і пояснюється складністю врахування жорсткостей ділянок несучої системи викопуючого агрегата.

Висновок. Аналізуючи значення реакції R_2 в широкому діапазоні зміни тягового опору Q , відзначимо, що відбувається зміна розтягуючих зусиль, викликаних власною вагою викопуючого пристрою.

Література

1. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / За ред. В.І. Кравчука, Н.І. Грицишина, С.М. Коваля. – К.: Аграрна наука, 2004.-396с.

2. Погорельый Л. В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. - К.: Феникс, 2004 - 232с.

3. Підгурський М.І., Сташків М.Я., Павлов Я.А. Розрахунок і вдосконалення несучих конструкцій бурякозбиральних комбайнів // Зб. наук. праць "Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України". Дослідницьке, 2005. –Вип. 8(22). - Кн. 1. - С. 284-291.

4. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин. – Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 202 с.

5. Протокол № 21-74-82 (2141010) Р.53.15 периодических испытаний корнеуборочной машины КС-6Б Тернопольского комбайнового завода. – Приекули: Прибалтийская государственная зональная машиноиспытательная станция, 1982. – 74с.

6. Протокол № 68-75 (2111110) контрольных испытаний самоходной корнеуборочной машины КС-6. – Центрально - Черноземная государственная машиноиспытательная станция, 1975. – 60с.

7. Протокол № 92-74 (2111210) контрольных испытаний корнеуборочной самоходной машины КС-6. – Новокубанск: Кубанский ордена Ленина Научно-исследовательский институт по испытаниям тракторов и сельскохозяйственных машин, 1974.– 77с.

8. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан – Шах. – М.: Машиностроение, 1977. – 568 с.

9. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль: ВАТ «ТВПК «Збруч», 2003. – 332 с.

Рецензент д.т.н., проф. Т.І. Рибак

С.Г. Панасюк, В.Ф. Дідух, д.т.н., Р.В. Кірчук, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ ЗЕРНА КУКУРУДЗИ В КАЧАНАХ

У статті наведено результати теоретичного дослідження процесу сушіння зерна кукурудзи в качанах. Розроблена фізична модель качана та схема переміщення вологи у стрижні.

Постановка проблеми. Качан кукурудзи є неоднорідним анізотропним середовищем, яке включає в себе окремі структурні утворення (стрижні, зерно, залишки обгорток). Тому при дослідженні процесу сушіння качанів кукурудзи необхідно враховувати їх біологічні особливості. Основна кількість вологи видаляється із зерна через місце кріплення до стрижня. Крім того, вологовміст стрижня та зерна має різні значення. Ці причини обумовлюють значні витрати теплоносія, одним із шляхів зниження яких є збільшення площі контакту стрижня із сушильним агентом. При потраплянні качанів у сушильну камеру під дією власної ваги (насіпом) можна розглядати два найбільш поширених випадки розміщення качана кукурудзи відносно напрямку сушильного агента: перпендикулярний та паралельний. Але при будь-якому розміщенні качанів відносно горизонталі волога переміщається через стрижень. Для обґрунтування оптимальних параметрів сушильного агента для сушіння частинок качанів кукурудзи необхідно проаналізувати процес видалення вологи із качана висотою L .

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Такі дослідження проводились з метою встановлення технологічних параметрів процесу сушіння матеріалів у нерухомому товстому шарі [2, 5]. Але проведені дослідження не дозволяють вирішити питання зниження енергетичних витрат при сушінні качанів кукурудзи із збереженням якості зерна.

Мета дослідження – проаналізувати процес видалення вологи із шару зерна кукурудзи в качанах.

Результати дослідження. Розглянемо випадок паралельного руху сушильного агента відносно осі розміщення качана або його окремої частини.

Процес видалення вологи у такому випадку розпочинається у зоні контакту стрижня із сушильним агентом і його вологовміст характеризується рівноважним значенням U_p . При цьому качан

кукурудзи є двокомпонентним тілом, у якого стрижень і зернина мають різні коефіцієнти вологовіддачі відповідно K_W^c і K_W^z , при чому $K_W^c \gg K_W^z$. Тому можна зробити припущення, що при видаленні вологи із зернини у шарі $(n-1)$ вологовміст стрижня буде рівноважним $U_p^c \rightarrow \min(t_0, d_0, I_0)$ і є функцією параметрів сушильного агента. При цьому втрати потенціалу сушильного агента на видаленні вологи із стрижня мінімальні, і при розрахунку видалення загальної вологи із качана не враховуватимемо.

Тому, формування зони сушіння стрижня характеризуватиметься кривими з випуклістю в напрямку V_{ca} . Згідно з літературними джерелами [5], волога, яка міститься в зерні, видаляється через місце кріплення зерна до стрижня. Отже, у кожній зернині відбуватимуться процеси видалення вологи аналогічно до об'ємних тіл (рис. 1, г).

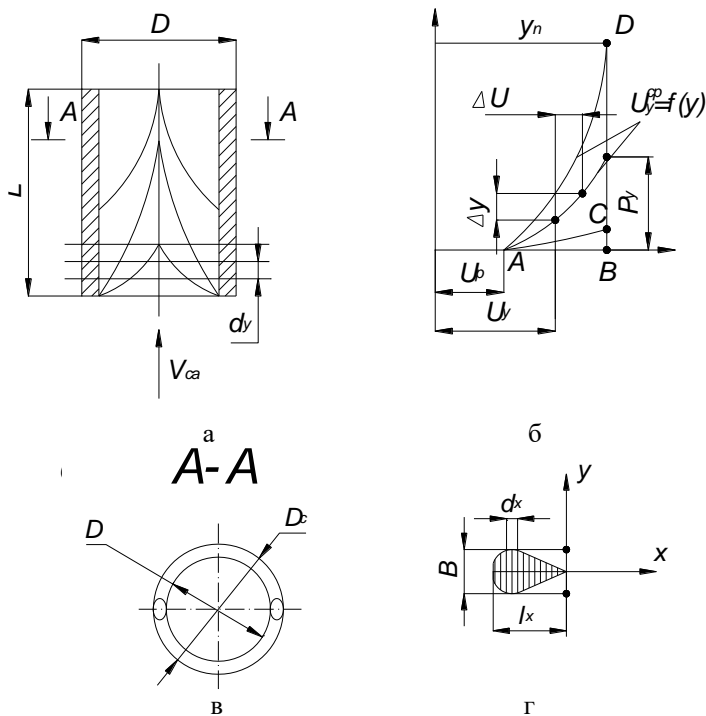


Рис. 1. Фізична модель качана та схема переміщення вологи у стрижні

Вологовміст зернини в зоні сушіння визначатиметься за формулою:

$$U_x^3 = \frac{m_{ex}^3}{m_{cx}^3}, \quad (1)$$

де m_{ex}^3 - маса води в зернині, кг; m_{cx}^3 - маса сухої речовини в тій самій зернині, кг.

Кількість води, яку необхідно одночасно видалити із одного шару товщиною B_i рівною товщині шару зерна у качані:

$$m_{ex}^3 = m_{cx}^3 \cdot U_x \cdot n = \rho_c \cdot s_3 \cdot U_x \cdot l_x, \quad (2)$$

де n – кількість зернин, які змістяться у шарі по діаметру качана d_k ; s_3 – міделеве січення зерна, m^2 ; l_x – максимальна довжина зернини до місця її кріплення до качана, м; ρ_c – густина сухої речовини зерна кукурудзи, kg/m^3 .

Зміна вологовмісту в зернині відбувається від початкового значення U_n до рівноважного U_p .

Тоді з урахуванням (2), запишемо:

$$m_e = \rho_c \cdot s_3 \cdot n \cdot (U_n - U_p) \cdot l_x, \quad (3)$$

Для визначення інтенсивності видалення води із шару dy необхідно врахувати переміщення зони сушіння в окремій зернині за нескінченно малий проміжок часу dt . Отже, з урахуванням вище викладеного можна записати:

$$dm_e = \rho_c \cdot s_3 \cdot n \cdot (U_n - U_p) \cdot dx, \quad (4)$$

Або

$$\frac{dm_e}{d\tau} = \rho_c \cdot s_3 \cdot n \cdot (U_n - U_p) \cdot \frac{dx}{d\tau}, \quad (5)$$

Таким чином величина $\frac{dm_e}{d\tau}$ характеризуватиме інтенсивність

випаровування води із шару зерна величиною dy (рис.1, а), а $\frac{dx}{d\tau}$ швидкість переміщення зони сушіння в окремій зернині.

Отже, кількість води, що випаровується у качані висотою dy при встановленому режимі сушіння, знаходиться за формулою (5) і залежить від швидкості переміщення зони сушіння. Для раціонального використання потенціалу сушильного агента, необхідно забезпечити одночасне видалення води із частинок качана висотою L або утворити зону сушіння між початковими та кінцевими значеннями вологовмісту качана (рис.1, г) $U_y=f(y)$.

Критерієм оптимізації у такому випадку є рівноважна вологість качана:

$$U_p(\tau_0) = U_k(V_{0p}) \rightarrow \min, \quad (6)$$

де τ_0 – час сушіння качана певного об'єму; U_k – кінцеве значення вологовмісту зерна кукурудзи; V_{0p} – швидкість переміщення зони сушіння у качані кукурудзи.

Для подальшого аналізу процесу видалення вологи із качана висотою L зробимо такі допущення:

- волога із зерна видаляється лише через стрижень без затримки, не зволожуючи його;
- волога видалена із шару dy не зволожує вищерозміщені зернові шари;
- початкові параметри зерен по висоті L однакові і січення стрижня є постійним;
- зміна вологовмісту в стрижні після видалення вологи із шару величиною dy збільшується на величину ΔU .

Аналіз процесу сушіння качана певної висоти L (рис. 1, а) показує, що температура теплоносія T_{ex} після контакту з пошаровим розміщенням зерна буде зменшуватися за рахунок передачі енергії їх поверхонь та випаровування вологи через стрижень. Вологовміст сушильного агента d_{ex} збільшуватиметься за рахунок випареної вологи із качана кукурудзи, таким чином втрачаючи свою вологопоглинаючу здатність.

Якщо вимірювати величини вологовмістів у елементарному шарі качана кукурудзи, то він для різного розміщення точок вимірювання буде різний в силу неоднорідності будови як зерен, так і стрижня від центра до периферії.

Тому у своїх дослідженнях введемо поняття середнього значення вологовмісту елементарного шару $\sum_{y=1}^n U_y^{cp} \rightarrow \max$, де n – максимально можлива кількість точок вимірювання вологовмісту качана кукурудзи в елементарному шарі.

Отже, у такому випадку характер розподілу вологовмісту у кожному тонкому шарі dy в певний проміжок часу можна представити у вигляді залежності $U_y^{cp} = f(y)$, де y – змінна величина, яка характеризує довжину качана кукурудзи.

Загалом розподіл вологи в товстому нерухомому шарі матеріалу при його конвективному сушінні згідно з попередніми дослідженнями [6] є експоненціальною функцією, яку для нашого випадку можна записати у вигляді:

$$U_y^{cp} = U_p^3 + (U_n^3 + U_p^3) \left(1 - e^{-\frac{y}{L}} \right). \quad (7)$$

Початковою умовою є $y=0$, кінцевою $y=L$. Тоді рівняння (7) можна записати у вигляді:

$$U_y^{cp} = U_p^3 + (U_n^3 - U_p^3) \cdot 0,632. \quad (8)$$

Запропонована математична модель дозволяє проводити розрахунок технологічних параметрів процесу сушіння неоднорідних сільськогосподарських матеріалів.

Література

1. Атаназевич В.И. Сушка зерна.- М.: Агропромиздат.- 1989 – 239 с.
2. Борта А.В. Удосконалення технології післязбиральної обробки насіннєвої кукурудзи: Автореф. дис... канд. тех. наук: 05.18.03. – Одеса, 1998. – 16 с.
3. Бронштейн Н.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике: Пер с нем. – М.: Наука, 1981. – 719 с.
4. Гинзбург А.С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов. – М.: Пищевая промышленность, – 1979. – 528 с.
5. Голик М.Г. Хранение и обработка початков и зерна кукурузы. – М.: Колос. –1968. –331 с.
6. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів. – Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2002. –165 с.
7. Кирницкий С.Р. Математическое моделирование энергоэкономичного процесса сушки початков кукурузы // Зб. наук. праць. Т. X. – К.: Видавництво НАУ, 2001. – С. 227-238
8. Лыков А.В. Теория сушки. - М.: Энергия, 1968. - 471 с.
9. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1968. - 599 с.
10. Лыков А.В. Тепло- и массообмен в процессах сушки. -М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. - 464 с.
11. Лыков А.В. Тепломассообмен. - М.: Энергия, 1978. – 479 с.
12. Мазяк З.И. Тепло- и массоперенос в пористых телах при переменных потенциалах в среде. – Львов: Вища школа, 1979. – 120 с.
13. Скалецька Л.Ф., Подпрятков Г.І. Зберігання і переробка продукції рослинництва. – К.: Вища школа, 2001 – 303 с.

УДОСКОНАЛЕННЯ МАШИН ДЛЯ ВИРОЩУВАННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

Наведена характеристика модернізованих і впроваджених машин для вирощування зернових культур дає підстави стверджувати: проблему забезпечення сільськогосподарського виробництва засобами механізації можна частково вирішити шляхом модернізації існуючої техніки.

Парк сільськогосподарських машин може бути оновлений шляхом модернізації, яка повинна бути спрямована на підвищення продуктивності, поліпшення якості виконання технологічних процесів при заощадженні енергетичних і фінансових ресурсів.

Операції поверхневого обробітку ґрунту, внесення добрив, сівбу зернових культур та ін. доцільно виконувати широкозахватними агрегатами, створеними за модульним принципом, при якому окремі технологічні модулі розміщуються в робочому положенні шеренговим способом і транспортуються у поперечному напрямку [1].

У Волинському інституті АПВ розроблено і впроваджено ряд машин для основного та передпосівного обробітку ґрунту, внесення добрив, сівби зернових культур.

Комплексний ґрунтообробний агрегат (рис. 1) призначений для розпушування ґрунту на глибину до 12 см з одночасним боронуванням. Він включає універсальну зчіпку і приєднані до неї ґрунтообробні модулі, створені на базі модернізованих культиваторів КПС-4.

Ґрунтообробний модуль складається з двох основних частин: транспортного шасі, що містить робочу сницю з самоустановлюючими колесами і механізмом їх стабілізації, та рами робочих органів, яка за допомогою підшипникових вузлів кріпиться до сниці транспортного шасі. Залежно від виробничих потреб до транспортного шасі можуть приєднуватися рами з робочими органами різного технологічного призначення; найпростіше технологічний модуль може бути переобладнаний у двошеренговий боронувальний агрегат. Робоча ширина агрегату 8,0 м, транспортна – 3,3 м, час переведення в робоче (транспортне) положення до 12 хв. Економічна ефективність впровадження лише від економії пального становить 2 грн./га.



Рис. 1. Фото комплексного ґрунтообробного агрегату

Комбінований ґрунтообробний агрегат (рис. 2) виконує операції розпушування ґрунту, вирівнювання, ущільнення та мульчування. Розпушуючі робочі органи – списоподібні або стрілочасті на “S” – чи “С” – подібних стійках; за потреби їх можна замінити зубовими боронами. Для ущільнення ґрунту можуть установлюватись котки різного технологічного призначення: кільчасто-шпорові, гвинтові, планчасті, гладкі та ін.

Незначна трудомісткість заміни робочих органів сприяє переобладнанню агрегата стосовно конкретних виробничих потреб, зокрема, він може використовуватись для одноопераційних процесів розпушування чи прикочування ґрунту. При відповідній модернізації агрегат може вносити локально мінеральні (орґано-мінеральні) добрива під культури суцільної сівби.

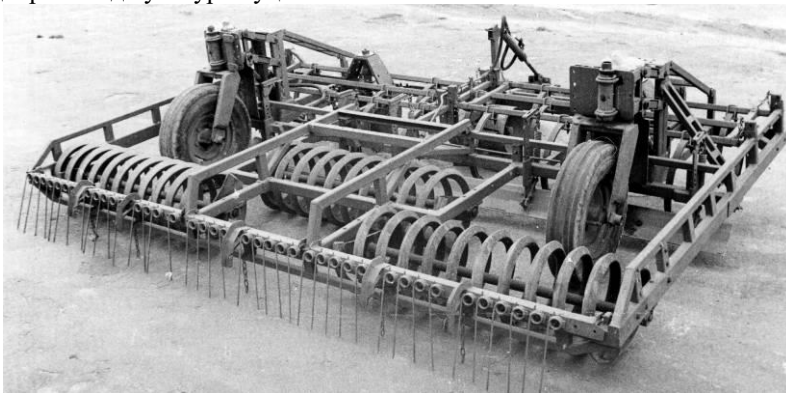


Рис. 2. Фото комбінованого ґрунтообробного агрегату

Тукова сівалка призначена для суцільного поверхневого внесення мінеральних (органо-мінеральних) добрив з нерівномірністю розподілу по площі 12-15 % (рис. 3).



Рис. 3. Фото тукової сівалки

Туковисівний апарат сівалки, що містить висівний барабан і ворошилку, приводиться від опорно-приводних коліс її та вала відбору потужності трактора.

У робочому положенні сівалка опирається на два опорно-приводних колеса, які стопоряться спеціальними пристроями, в транспортному – додатково на третє підтримуюче колесо. Транспортуються машина у поперечному напрямку; транспортна ширина її – 2,6 м, робоча – 4,2 м.

Дво- та тримашинні посівні агрегати призначені для сівби зернових і зернобобових культур з одночасним внесенням стартової дози мінеральних добрив та підсівом багаторічних трав (рис. 4). Їх базою є вітчизняні зернові сівалки типу СЗ-3,6, переобладнані за модульним принципом [2].

Машини можуть комплектуватися змінними сошниками: дводисковими для рядової та вузькорядної сівби, однодисковими, анкерними, кілеподібними тощо; вони забезпечують утворення технологічних колій, необхідних при вирощуванні зернових за інтенсивною технологією. Змінна продуктивність тримашиного агрегату при ширині захвату 10,8 м становить 50...60 га, транспортна ширина 3,5 м, час переведення в робоче (транспортне) положення до 15 хв.



Рис. 4. Фото тримашинного посівного агрегату

Впровадження подібних агрегатів забезпечує, за даними ІМЕСГ, збільшення продуктивності технологічного процесу сівби у 1,5...2,0 рази, заощадження пального до 35 %, економію непродуктивних витрат насіння 17...25 кг/га.

Література

1. Пат. № 55537 Україна, МКВ А01В 51/00. Причіпний модульний агрегат / В.Й.Попко та ін. – заявл. 28.11.2000. Опубл. 15.04.2003, Бюл. № 4.

2. Пат. № 1791642 ССРСР, МКИ А01С 19/00. Модуль посевной машины / В.И.Попко – Заявл. 16.02.90. Опуб. 23.06.92, Бюл. № 23.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

ДОСЛІДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТОРЦІВ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ВІДНОСНО ПОВЕРХОНЬ РІЗНИХ МАТЕРІАЛІВ

У статті наведена методика та результати визначення кутів тертя між торцями свіжобраних та сухих стебел льону і різними видами поверхонь, для визначення потрібних параметрів підрівнювача стрічки льону.

Постановка проблеми. Під час збирання льону необхідно добиватися, щоб снопи та рулони, що формуються зі стрічки, були вирівняні, тобто розтягнутість снопів та рулонів повинна бути, по можливості, малою. Для цього створюються збиральні машини з підбійками, які під час роботи впливають на торці стебел таким чином, що одночасно з ударом має місце тертя ковзання поверхні підбійок відносно торців стебел. Для розрахунку параметрів підбійок необхідно знати значення кутів тертя торців стебел об їхні поверхні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що визначення кутів тертя торців стебел об поверхні раніше не проводився [1, 2, 3, 4, 5].

Мета дослідження. Визначити кути тертя торців стебел об різні поверхні.

Результати дослідження. У розробленому нами пристрої для підрівнювання стебел льону [4] поверхню підбивної дошки можна виготовити з металевою накладкою, дерев'яною або покритого гумою. Саме ці матеріали були вибрані для проведення дослідів як поверхня тертя.

Досліди проводились із застосуванням приладу «похила площина». Фото приладу наведене на рис. 1. Прилад складається з основи і похилої площини, з'єднаних шарнірно. Основа містить у нижній частині регульовані за висотою опори та рівні для горизонтального розміщення. Збоку до основи прикріпленій кутомір з нанесеними поділками, що відповідають куту повороту похилої площини, а до самої площини прикріплена стрілка для фіксування цього кута. Похила площина містить отвори для кріплення різних матеріалів. Для закріплення стебел льону нами були виготовлені прямокутні коробки з отворами, діаметри яких відповідають діаметрам стебел. Частинки стебел кріпились у тілі короба таким чином, щоб над

поверхнею залишались або комліві частинки, або верхівки (без насінневих коробочок) (рис. 2). Для дослідів використовувались свіжобрані та сухі стебла льону різних діаметрів.



Рис. 1. Прилад «похила площина»



Рис. 2. Прямокутний короб зі стеблами

Досліди проводились у такій послідовності.

Спочатку готувались відрізки верхніх і комлівих частин стебел довжиною 10...15 мм, які вставлялися в отвори короба. Потім прилад встановлювався горизонтально, а на похилій площині кріпились почергово металева, дерев'яна пластини та гумова стрічка, а на ці матеріали встановлювався короб з відрізками стебел торцями вниз. Після цього повільно піднімали вгору похилу площину до початку ковзання по ній стебел. Зафіксований при цьому кут нахилу площини буде кутом тертя спокою. Після цього поновлювалось

положення похилої площини, при якому стебла ковзали. На площину встановлювали той самий повзун, який відразу ж починав сповзати вниз. Тоді похилу площину повільно опускали вниз до зупинки на ній повзуна. Зафіксований при цьому кут буде кутом тертя ковзання.

Повторність дослідів – 8 разів. Результати дослідів, занесені у журнал, оброблялись з метою отримання середніх величин і статистичних похибок. У таблиці, поданій нижче, наведені середні значення кутів тертя.

Таблиця. Результати досліджень з визначення кута тертя

Поверхня ковзання	Стан стебел	Діаметр стебел (середній), мм	Місце контакту стебел з підійкою	Середні значення кута тертя, град.	
				спокою	ковзання
Дерево	свіжобрані	0,8–1,4	верхівки	28,5	25,6
			комлі	27,0	24,0
		1,6–2,6	верхівки	30,5	26,0
			комлі	29,4	25,0
	сухі	0,8–1,4	верхівки	35,5	23,0
			комлі	26,0	23,0
		1,6–2,6	верхівки	30,5	25,0
			комлі	28,0	24,0
Сталь	свіжобрані	0,8–1,4	верхівки	25,4	21,0
			комлі	20,0	15,5
		1,6–2,6	верхівки	27,0	23,0
			комлі	21,4	16,0
	сухі	0,8–1,4	верхівки	25,5	19,5
			комлі	18,0	14,0
		1,6–2,6	верхівки	25,6	21,0
			комлі	19,0	15,0
Гума	свіжобрані	0,8–1,4	верхівки	51,0	10,0
			комлі	48,6	8,0
		1,6–2,6	верхівки	51,5	10,0
			комлі	49,0	8,5
	сухі	0,8–1,4	верхівки	52,0	11,3
			комлі	50,5	10,0
		1,6–2,6	верхівки	53,0	12,0
			комлі	51,0	11,8

Під час розробки конструктивної схеми механізму підбійки [4] ми визначили кут нахилу верхньої вітки транспортера до горизонту. Причому встановлено, що кут δ не повинен перевищувати кут тертя стебел об поверхню пасів з метою унеможливлення сповзання їх вниз. Згідно з літературними даними [5], кут тертя стебел об поверхню пасів перебуває у межах 29° – 30° .

Кут відхилення кожної дошки від поздовжньої вертикальної площини, з метою усунення її ковзання по кінцях стебел повинен бути меншим за кут тертя дошки по кінцях стебел. Цей кут повинен прийматись:

- за умови виготовлення підбивної дошки з металу – менше 15° ;
- за умови виготовлення з дерева – менше 25° ;
- за умови гумової накладки – менше 48° .

Висновки. Аналізуючи результати дослідів, бачимо, що кут тертя спокою дещо більший, ніж кут тертя ковзання. Максимальні значення кута тертя отримані для гумової поверхні тертя; відповідно, найменші – для сталеві. На величину кута тертя впливає також і місце контакту підбійки зі стеблами. При контакті з верхівками стебел кут тертя дещо більший, ніж при контакті з комлевою частиною.

Література

1. Хайлис Г.А., Клятис Л.М. Некоторые вопросы теории работы льноподборщиков.// Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1963. – №3. – С.52-54.
2. А. с. 1440408 СССР, МКИ А01Д45/06,89/00 Выравниватель стеблей льна/ Л.В. Родионов, Д.А. Ларкин, Ю.А. Каменский (СССР). – Оpubл. 30.11.88. Бюл. №44.
3. А. с. 1044237 СССР, МКИ А01Д45/06 Выравниватель стеблей льна/ А.И. Броцман, М.М. Ковалев, И.П. Сергеев, Г.А. Хайлис (СССР). – Оpubл. 30.09.83. Бюл. №36.
4. Г.А. Хайлис, О.О. Налобіна, С.Ф. Юхимчук, В.С. Пуць. Вирівнювач стебел льону. Деклараційний патент №40899. Заявл. 13.10.2000. Оpubл. 15.08.2001. Бюл. №7.
5. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис

Є.Й. Ріпецький к.т.н., Т.І. Рибак д.т.н., І.Ф. Зарічний
Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

КОНСТРУКТИВНІ ТА КІНЕМАТИЧНІ ОСОБЛИВОСТІ МАНІПУЛЯТОРА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ГРЕЙФЕРНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ

Розглянуто конструктивні та кінематичні особливості маніпулятора сільськогосподарських грейферних навантажувачів. Отримана система диференціальних рівнянь, яка описує суміщений рух ланок маніпулятора в просторовій системі координат.

При механізації вантажно-розвантажувальних робіт в сільському господарстві широко застосовуються самохідні навантажувачі-екскаватори ПЕА-1А (моделі 1560 С, 1522), а також начіпні навантажувачі ПГ-1А, ПГ-1А-02 випуску ВАТ „Коломиясільмаш”, що агрегатуються відповідно з тракторами ЮМЗ-6, МТЗ-80/82.

Названі моделі вважаються ефективними засобами механізації навантажувально-розвантажувальних робіт та планувальних операцій на будівлях в сільських господарствах.

На рис. 1 наведена принципова розрахунково-кінематична схема універсальної стріли грейферних навантажувачів, за допомогою якої вивчається її динаміка під час руху ланок.

Розподілена маса універсальної стріли приведена до однієї зосередженої маси m і прикладена до шарніру C . Маса m створює відносно осі обертання OZ еквівалентний момент інерції універсальної стріли. Сумарна маса робочого органу (грейфера) з вантажем позначена буквою M , тобто зведена до нового центру ваги.

Ланки універсальної стріли показані векторами, що дозволяє визначити положення зосереджених мас. Точка кріплення осі стріли до колони задана двома взаємно перпендикулярними векторами h та a . Вектор h спрямований по осі OZ , вектором a позначено плече колони, напрямком якої задано кутом горизонтального обертання φ . Положення стріли, яка позначена вектором b , визначається кутом горизонтального обертання α , який веде облік від горизонталі. Положення рукояті, що позначена вектором c , і відносно стріли визначається кутом β . Відстань до центру ваги робочого органу з вантажем позначено вектором e і відносно рукояті задано кутом γ .

Радіус-вектор r_l , як геометрична сума векторів

$$r_1 = h + a + b + c \quad (1)$$

визначає в просторі положення маси m . Положення маси M визначається радіусом-вектором r_2 .

$$r_2 = r_1 + e. \quad (2)$$

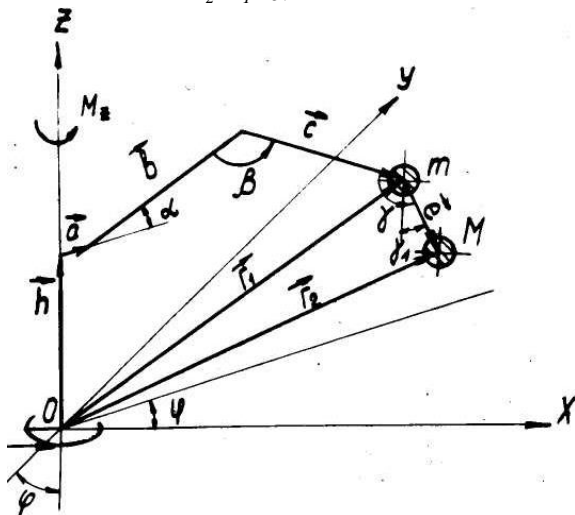


Рис. 1. Принципова розрахунково-кінематична схема універсальної стріли рейферного навантажувача.

Спроекуємо рівняння (1) та (2) на координатні осі. Координати маси m :

$$\begin{aligned} x_1 &= [a + b \cdot \cos \alpha - c \cdot \cos(\alpha + \beta)] \cdot \cos \varphi; \\ y_1 &= [a + b \cdot \cos \alpha - c \cdot \cos(\alpha + \beta)] \cdot \sin \varphi; \\ z_1 &= h + b \cdot \sin \alpha - c \cdot \sin(\alpha + \beta). \end{aligned} \quad (3)$$

Положення маси M вантажу та робочого органа визначається координатами:

$$\begin{aligned} x_2 &= x_1 + e \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma) \cdot \cos \varphi; \\ y_2 &= y_1 + e \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma) \cdot \sin \varphi; \\ z_2 &= z_1 + e \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma) \end{aligned} \quad (4)$$

Рівняння руху маніпулятора отримаємо за допомогою рівнянь Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i.$$

Для отримання виразу кінетичної енергії T продиференціюємо за часом вирази (3) та (4). Розглянемо спочатку процес повороту з одночасними рухом стріли та вільним гойданням робочого органу. В цьому випадку під час диференціювання вважаємо, що $\varphi=f(t)$, $\alpha=f(t)$, $\gamma=f(t)$, а координата β незмінні, $\beta=\text{const}$. Вказані змінні виступають як узагальнюючі координати. Вираз для кінетичної енергії запишеться у вигляді:

$$T = \frac{m}{2}(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2) + \frac{M}{2}(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2)$$

або після підстановки:

$$T = \frac{m}{2}(\ell_M \dot{\varphi}^2 + \theta \dot{\alpha}^2 + \psi \dot{\alpha}^2) + \frac{M}{2} \{ [\ell_M + e \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma)]^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + [\theta \dot{\alpha} - e(\dot{\alpha} + \dot{\gamma}) \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)]^2 + [\psi \dot{\alpha} - e(\dot{\alpha} + \dot{\gamma}) \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma)]^2 \}.$$

При запису кінетичної енергії введено позначення:

$$\ell_M = a + b \cdot \cos \alpha - c \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

$$\theta = -b \cdot \sin \alpha + c \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$\psi = -b \cdot \cos \alpha + c \cdot \cos(\alpha + \beta),$$

між якими існує очевидне співвідношення:

$$\theta = \frac{\partial \ell_M}{\partial \alpha} = -\frac{\partial \psi}{\partial \alpha}; \quad \psi = \frac{\partial \theta}{\partial \alpha}.$$

Запишемо вираз для узагальнюючих сил Q_i

$$Q_\varphi = M_Z; \quad Q_\alpha = M_A; \quad Q_\gamma = M_{TP} - \frac{\partial \Pi}{\partial \gamma},$$

де M_Z – обертовий момент, що діє на маніпулятор відносно осі обертання колони; M_A – момент відносно осі шарніру A ; M_{TP} – момент тертя в шарнірі C кріплення робочого органу; Π – потенційна енергія зосередженої маси M .

$$\Pi = M_g [h + b \cdot \sin \alpha - c \cdot \sin(\alpha + \beta) + e \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)].$$

Виконавши необхідні перетворення згідно з рівнянням (1), отримаємо систему диференціальних рівнянь руху ланок маніпулятора сільськогосподарських грейферних навантажувачів.

$$m \ell_M^2 \ddot{\varphi} + M [\ell_M + e \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma)]^2 \ddot{\varphi} + 2m \ell_M \theta \dot{\alpha} \dot{\varphi} + 2M \dot{\varphi} [\ell_M + e \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma)] \cdot [\theta \dot{\alpha} - e(\dot{\alpha} + \dot{\gamma}) \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)] = M_Z;$$

$$\begin{aligned}
& m\ddot{\alpha}(\theta^2 + \psi^2) + M\ddot{\alpha}(\theta^2 + \psi^2) + Me^2(\ddot{\alpha} + \ddot{\gamma}) - \\
& Me(\ddot{\alpha} + \ddot{\gamma})[\psi \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma) + \theta \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)] - \\
& Me\dot{\gamma}(2\dot{\alpha} + \dot{\gamma})[\theta \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma) - \psi \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)] - \\
& M\dot{\varphi}^2[\ell_M + e \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma)][\theta - e \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)] = M_A; \quad (5) \\
& Me^2\ddot{\gamma} + Me\ddot{\alpha} \cdot [\theta \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma) - \psi \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)] - \\
& - Me\ddot{\alpha}[\theta \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma) + \psi \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma)] - \\
& - Me\dot{\varphi}^2 \cdot [\ell_M + e \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma)] \cdot \\
& \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma) = M_{TP} - Mge \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma).
\end{aligned}$$

Отримана система диференціальних рівнянь (5) є математичною моделлю, яка описує суміщений рух ланок маніпулятора в просторовій системі координат. Перше рівняння описує поворот колони навколо осі OZ, друге – рух стріли навколо шарніру A, і третє – коливання робочого органу. Рівняння дозволяють визначати динамічне навантаження, яке діє на ланки маніпулятора внаслідок їх руху.

У проведених дослідженнях розроблена математична модель динамічних навантажень, яка може бути як вихідна для модернізації маніпулятора навантажувачів, оптимізації його елементів, дослідження кінематики кутів повороту, особливо, при виконанні робіт у важкодоступних місцях з раціональним переміщенням навантажувача.

Т.І. Рибак, д.т.н., А.Й. Матвіїшин, А.В. Бабій, к.т.н., В.І. Костюк, к.т.н.
Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИЧІПНОГО ОБПРИСКУВАЧА

У роботі проведено математичне моделювання динаміки причіпного сільськогосподарського обприскувача. Отримано систему диференціальних рівнянь коливань обприскувача у вертикальній площині та їх розв'язки, які дозволяють аналізувати дію динамічних сил на складові обприскувача.

Постановка проблеми. На сьогодні значно підвищилася частка дрібних сільськогосподарських угідь. Це пов'язано з тим, що пройшло розпаювання земель колективних господарств. Надзвичайно актуальним постало питання забезпечення таких господарств технікою. У зв'язку із невеликою площею земельних наділів техніка повинна бути малогабаритною, але досить ефективною. У пропонуваній роботі зосереджена увага на міні-обприскувачі, адже вирощування жодної культури не може обійтися без хімічного захисту. Тому поряд з технологічною ефективністю такої машини потрібно ще забезпечити високу надійність її складових, які піддаються дії динамічних навантажень, що призводить до виходу їх з ладу. Дослідженню динамічних процесів, які виникають при роботі малогабаритного обприскувача, і присвячуються дані дослідження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Загалом динамічні процеси, які виникають при виконанні технологічного процесу малогабаритними обприскувачами чи при їх транспортуванні на сьогодні є практично відсутніми. Крім того, в нашому конкретному випадку йдеться про малогабаритний обприскувач ОМПС-150-1, який розроблений на кафедрі технічної механіки і сільськогосподарського машинобудування Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя протягом 2002-2005 років у рамках програми розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2002-2006 роки. Проведені дослідження спираються на деякі теоретичні основи динамічних процесів в обприскувачах сільськогосподарського призначення, що висвітлені в роботах Рибак Т.І. [1-2], Віковича І. А. [3] та інших дослідників.

Мета дослідження. В роботі поставлено за мету дослідити динамічні процеси, які виникають при виконанні технологічного процесу малогабаритним обприскувачем чи при його транспортуванні.

Перш ніж приступити до створення математичної моделі зробимо декілька зауважень.

1. У процесі експлуатації обприскувач, як правило, рухається в горизонтальному напрямку з постійною швидкістю v . В результаті цього рівномірного руху не виникає динамічних навантажень на функціональні елементи. Такі навантаження виникають при такому русі лише в момент початку руху або його закінчення за рахунок горизонтального прискорення. Основні динамічні навантаження виникають за рахунок вертикальних коливань, які виникають внаслідок нерівностей поверхні ґрунту. Тому надалі ми не будемо розглядати рух агрегату в горизонтальному напрямку, а розглянемо лише плоскопаралельний рух агрегату, викликаний нерівностями ґрунту внаслідок горизонтального руху з постійною робочою швидкістю.

2. Очевидно, що нерівності ґрунту мають випадковий характер. Проте для вивчення динамічних навантажень достатньо розглянути ситуації, коли нерівності мають регулярний характер і їх можна описати деякою гармонічною функцією. Наприклад, якщо нерівності ґрунту мають в ідеалізованому представленні такий вигляд (рис. 1),



Рис. 1. Нерівності ґрунту в ідеалізованому представленні

то їх з достатньою для практики точністю можна описати функцію

$$y = a_0(1 + \sin \omega x), \quad (1)$$

де a_0 і ω - характеристики регулярних нерівностей. Для того, щоби при невисокій швидкості агрегату не було ударних навантажень на колеса, потрібно, щоби радіус коліс агрегату був меншим ніж радіус кривизни кривої, що описує нерівність ґрунту.

Припустимо, що ці умови виконуються.

3. Якщо агрегат рухається нерівною поверхнею, профіль якої описується рівнянням (1), з постійною горизонтальною швидкістю v , то за час t він пройде шлях $x = vt$. Тоді можна вважати, що колесо

агрегату не рухається в горизонтальному напрямку, а розміщується на деякій поверхні, яка здійснює вертикальні коливання за законом

$$y = a_0(1 + \sin \omega t). \quad (2)$$

Якщо відстань між переднім (енергособу) і заднім (обприскувача) колесами дорівнює L , то на заднє колесо теж будуть передаватися такі ж коливання, але із запізненням на час, за який агрегат пройде шлях L , тобто

$$L = v t_L; \Rightarrow t_L = \frac{L}{v}, \quad (3)$$

І коливання поверхні, на якій розміщується заднє колесо описується функцією

$$y = a_0[1 + \sin \omega(vt - L)]. \quad (4)$$

4. Будемо вважати, що дія на обидва задні колеса абсолютно однакова. Така ж ситуація має місце і для передніх коліс. Це означає, що достатньо вивчити коливання агрегату у вертикальній площині. Зауважимо, що збудження коливань таким способом називають кінематичним збудженням.

Виберемо розрахункову модель коливань агрегату у вертикальній площині [4-5], (рис. 2).

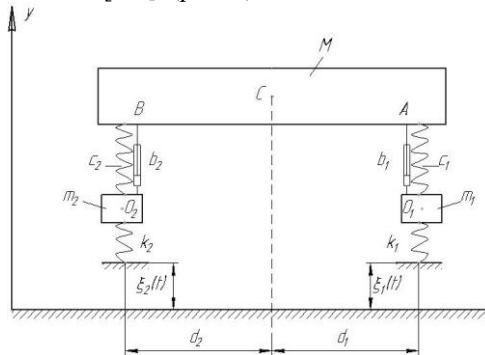


Рис. 2. Розрахункова модель коливань агрегату у вертикальній площині

Тут вважається, що рама обприскувача разом з відповідним навісним обладнанням має масу M і центр мас розміщується в точці S . Маси m_1 і m_2 моделюють переднє і заднє колеса. Рама зв'язана з колесами пружним і демпфуючим елементами, які з'єднані паралельно, причому коефіцієнт пружності пружного елемента c_i , а коефіцієнт опору (який прийматимемо пропорційним швидкості

відносного зміщення елементів) \hat{a}_i , ($i=1$ - передні колеса, $i=2$ - задні). Вважається, що колеса пружні з коефіцієнтами пружності k_1 і k_2 . Внаслідок горизонтального переміщення агрегату нерівною поверхнею відбувається кінематичне збудження коливань агрегату у вертикальній площині, яке передається на передні колеса за рахунок періодичних вертикальних коливань основи за законом $y = \zeta_1(t)$ (див. вираз (2)) і на задні колеса за законом $y = \zeta_2(t)$ (див. вираз (4)).

Зауважимо, що передні і задні колеса, як правило, різні. Тому їхні жорсткості і жорсткості пружин c_1 і c_2 теж різні, а також різні їхні довжини в недеформованому стані. Нехай до деформації довжини пружин з жорсткостями k_1 і k_2 рівні відповідно l_1 і l_2 , а пружин з жорсткостями c_1 і c_2 - L_1 і L_2 . Знайдемо деформації пружин в положенні статичної рівноваги, коли $\zeta_1(t) = \zeta_2(t) = 0$. Позначимо деформації пружин k_1 і k_2 в цьому положенні відповідно λ_{cm1} і λ_{cm2} , а пружин c_1 і c_2 відповідно λ_{cm}^n і λ_{cm}^3 .

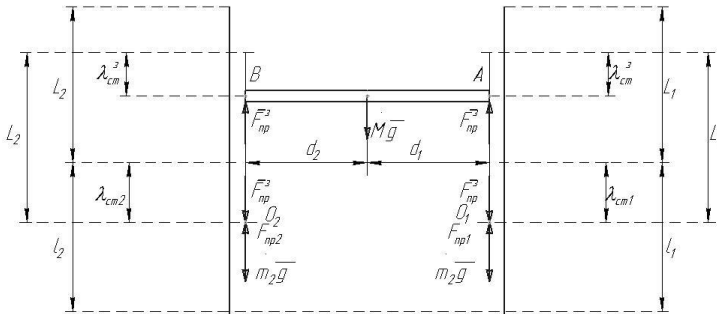


Рис. 3. Розрахункова схема рами в положенні статичної рівноваги

Нехай в положенні статичної рівноваги центри коліс перебувають в положеннях O_1 і O_2 , а рама займає положення AB (рис. 3).

У положенні статичної рівноваги розглянемо раму AB . На неї діє сила ваги Mg , прикладена в точці C і сили пружності пружин c_1 і c_2 , які прикладені в точках A і B і відповідно рівні

$$F_{np}^n = c_1 \lambda_{cm}^n ; F_{np}^3 = c_2 \lambda_{cm}^3 . \quad (5)$$

Умови рівноваги AB під дією цієї системи сил дають такі рівняння

$$\begin{aligned} Mg &= c_1 \lambda_{cm}^n + c_2 \lambda_{cm}^3; \\ c_1 \lambda_{cm}^n \cdot d_1 &= c_2 \lambda_{cm}^3 \cdot d_2. \end{aligned} \quad (6)$$

На переднє колесо O_1 діє сила ваги $m_1 g$, сила пружності пружини k_1 $F_{np1} = k_1 \lambda_{cm1}^n$ і сила пружності пружини c_1 , яка рівна за величиною силі F_{np}^n , але спрямована в протилежну сторону. Аналогічні сили діють на заднє колесо. З умов рівноваги коліс отримуємо такі рівняння:

$$\begin{aligned} m_2 g + c_2 \lambda_{cm}^3 &= k_2 \lambda_{cm2} \\ m_1 g + c_1 \lambda_{cm}^n + k_1 \lambda_{cm1} & \end{aligned} \quad (7)$$

Розв'язуючи рівняння (6) і (7), знайдемо

$$\lambda_{cm}^n = \frac{g}{c_1} \frac{Md_2}{d_1 + d_2}; \quad \lambda_{cm}^3 = \frac{g}{c_2} \frac{Md_1}{d_1 + d_2}; \quad (8)$$

$$\lambda_{cm1} = \frac{g}{k_1} \left(m_1 + \frac{Md_2}{d_1 + d_2} \right); \quad \lambda_{cm2} = \frac{g}{k_2} \left(m_2 + \frac{Md_1}{d_1 + d_2} \right). \quad (9)$$

Зауважимо, що якщо потрібно, щоб в положенні статичної рівноваги рама AA займала горизонтальне положення, то повинна виконуватися умова

$$L_1 - \lambda_{\tilde{m}0}^i + l_1 - \lambda_{\tilde{m}01} = L_2 - \lambda_{\tilde{m}0}^c + l - \lambda_{\tilde{c}02}, \quad (10)$$

яка дає таку умову на конструктивні і геометричні параметри

$$L_2 + l_2 - L_1 - l_1 = \frac{gM}{d_1 + d_2} \left[\frac{d_1(c_2 + k_2)}{c_2 k_2} - \frac{d_2(c_1 + k_1)}{c_1 k_1} \right] + g \left(\frac{m_2}{k_2} - \frac{m_1}{k_1} \right). \quad (11)$$

Тепер отримаємо диференціальні рівняння руху нашого агрегату. Аналіз показує, що наша система має (при прийнятих нами припущеннях) чотири степені вільності, оскільки її положення в довільний момент часу визначається вертикальним положенням коліс і центра мас рами, а також кутом повороту рами навколо центра мас.

Як узагальнені координати приймемо відхилення від положення статичної рівноваги у вертикальному напрямку коліс, які позначимо y_1 і y_2 , центра мас рами y_c і кут повороту рами навколо центра мас φ . Будемо вважати додатними координати y_1 , y_2 , y_c , якщо вони спрямовані вгору, а додатний відлік кута φ будемо вести в напрямку проти ходу стрілки годинника.

Зобразимо систему в довільний момент часу.

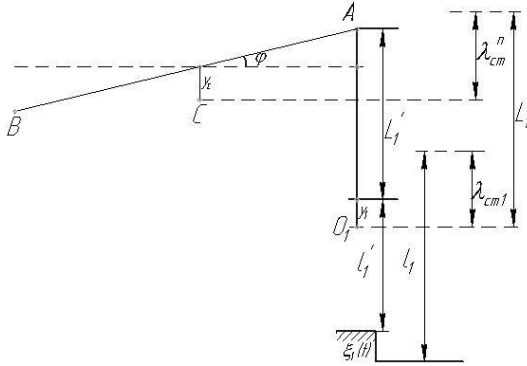


Рис. 4. Розрахункова схема системи в довільний момент часу

Для простоти зображаємо тільки праву сторону. На рис. 4 \hat{I}_1 і \tilde{N} - положення центра правого колеса і центра рами, коли конструкція перебуває у стані статичної рівноваги. Через l_1' і L_1' позначено довжину пружин після відхилення колеса і рами від положення статичної рівноваги. З рисунка видно, що

$$l_1' = l_1 - \lambda_{c\hat{o}1} + y_1 - \xi_1, \quad (12)$$

$$\Delta l_1 - l_1' = \lambda_{\tilde{n}\hat{o}1} - y_1 + \xi_1.$$

$$L_1' = L - \lambda_{\tilde{n}\hat{o}}^x + y_c + \varphi d_1 - y_1, \quad (13)$$

$$\Delta L_1 = L_1 - L_1' = \lambda_{\tilde{n}\hat{o}}^x + y_1 - y_c - \varphi d_1.$$

Аналогічний аналіз для заднього колеса дасть такі результати

$$\Delta l_2 = \lambda_{\tilde{n}\hat{o}2} - y_2 + \xi_2; \quad (14)$$

$$\Delta L_2 = \lambda_{\tilde{n}\hat{o}}^c + y_2 - y_c + \varphi d_2.$$

Надалі вважаємо, що здійснюються малі коливання системи відносно положення статичної рівноваги. Рівняння руху системи можна складати, розглядаючи рух кожного тіла, що входить в систему, окремо, якщо це можливо, або ж записуючи рівняння Лагранжа II роду. Яким би шляхом ми не йшли, ми повинні отримати одні і ті ж рівняння. Продемонструємо це.

У нашому випадку найпростіше розглянути рух кожного тіла, що входить в систему, окремо. Для цього потрібно проаналізувати всі сили, що діють на кожне тіло зокрема.

Перш за все, зауважимо, що на кожне тіло діють сили ваги, сили пружності пружин і сили в'язкого опору. Сили пружності пружин завжди пропорційні деформації пружини. Під деформацією тут

розуміємо вкорочення чи видовження по відношенню до недеформованої пружини. Напрямок дії сили залежить від того, чи пружина вкорочена чи видовжена (стиснута чи розтягнута). Якщо деяке тіло зв'язане з іншим пружиною, яка розтягнута, то сила дії пружини на наше тіло спрямована від нашого тіла, а якщо пружина стиснута – до нашого тіла (це ж справедливо і для другого тіла).

Якщо два тіла зв'язані елементом в'язкого опору, то на кожне з тіл діє сила опору цього тіла відносно другого тіла і направлена завжди в протилежному напрямку до напрямку цієї відносної швидкості.

Наприклад, нехай два тіла рухаються в горизонтальному напрямку і зв'язані елементом в'язкого опору, (рис. 5).

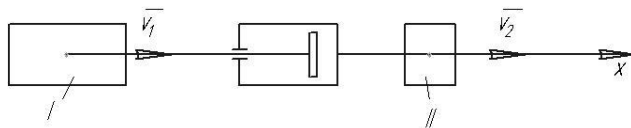


Рис. 5. Схема руху двох тіл, що зв'язані елементом в'язкого опору

Нехай абсолютні швидкості тіл v_1 і v_2 . Якщо розглядаємо перше тіло, то потрібно знайти відносну швидкість тіла I відносно тіла II. Тут потрібно вважати, що переносний рух – це рух обох тіл з швидкістю другого тіла v_2 , а відносний нехай спрямований теж вправо і дорівнює v_1' . Відомо, що

$$\vec{v}_a = \vec{v}_e + \vec{v}_r, \quad (15)$$

тобто абсолютна швидкість будь-якої точки, що перебуває в складному русі, дорівнює геометричній сумі відносної (r) і переносної (e) швидкостей цієї точки. Якщо спроектувати вектор рівняння (15) на вісь x (вважаємо, що v_1' направлено вправо), то дістанемо

$$v_1 = v_2 + v_1'. \quad (16)$$

Отже,

$$v_1' = v_1 - v_2, \quad (17)$$

і якщо $v_1 > v_2$, то v_1' дійсно спрямована вправо, а сила в'язкого опору, що діє на перше тіло, буде спрямована вліво і рівна

$$F_{on}^{(I)} = c(v_1 - v_2). \quad (18)$$

Очевидно, що на друге тіло буде діяти така ж сила за величиною, але направлена в протилежну сторону (направо) (згідно з третім законом Ньютона). Це ж саме ми б одержали, якщо розглядати спочатку друге тіло. Якщо ж $v_1 < v_2$, то в формулі (17) v_1' - від'ємна і тому вона буде направлена вліво, а відповідна сила опору, що діє на перше тіло – вправо. Але якщо у формулі (18) розуміти під $F_{on}^{(1)}$ - проекцію на вісь x сили в'язкого опору, що діє на перше тіло, то ця формула перепишеться так

$$F_{on}^{(1)} = -\epsilon(v_1 - v_2). \quad (18')$$

Тепер формула (18') буде автоматично визначати напрямок дії сили в'язкого опору на перше тіло в будь-якому випадку. Дійсно, якщо $v_1 > v_2$, $F_{on}^{(1)}$ у формулі (18') від'ємна і направлена вліво. Якщо ж $v_1 < v_2$, то $F_{on}^{(1)}$ - додатна і тому ця сила направлена вправо.

Тепер розглянемо, наприклад, т. \dot{A} на рис 4. Вважаємо, що як і координати, так і їх похідні за часом додатні тоді, коли спрямовані вгору. В довільний момент часу для малих кутів φ абсолютна швидкість точки A (тобто її проекція на вісь y) буде

$$v_A = \dot{y}_c + \dot{\varphi}d_1. \quad (19)$$

Проекція абсолютної швидкості точки O_1 на цю ж вісь

$$v_1 = \dot{y}_1. \quad (20)$$

Позначимо проекцію на вісь y відносної швидкості точки \dot{A} відносно точки \dot{I}_1 через v_A^r . Тоді на основі виразу (15) маємо

$$v_A^r = v_A^e + v_A^r = v_1 + v_A^r, \quad (21)$$

отже,

$$v_A^r = v_A - v_1 = \dot{y}_c + \dot{\varphi}d_1 - \dot{y}_1. \quad (22)$$

Вважаємо, що v_A^r - додатна і тому сила в'язкого опору, що діє зі сторони амортизатора на точку A направлена вниз і відповідно рівна

$$F_{on}^l = \epsilon_1(\dot{y}_c + \dot{\varphi}d_1 - \dot{y}_1). \quad (23)$$

Така ж за величиною сила опору амортизатора діє на переднє колесо (точка O_1), але направлена в протилежну сторону, тобто вгору.

Аналогічний аналіз можна провести і для лівої частини. Всі формули для цього краю запишуться так само, як і для правого, якщо замінити індекси 1 на 2 і "n" на "з" і, крім того, поміняти знак перед φ і $\dot{\varphi}$ на протилежний.

Розглянемо раму (рис. 6).

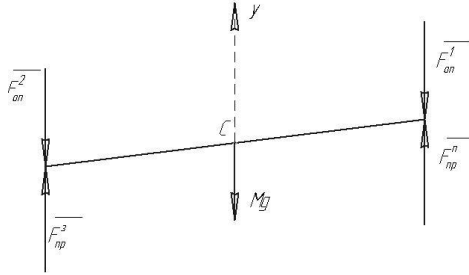


Рис. 6. Розрахункова схема рами при її плоскопаралельному русі

Рама здійснює плоскопаралельний рух, причому центр мас рухається тільки в напрямку осі y . Диференціальні рівняння такого руху такі:

$$\dot{\lambda} \ddot{y}_c = \sum_{i=1}^n F_{iy}, \quad (24)$$

$${}^2_c \ddot{\varphi} = \sum_{i=1}^n M_c(\bar{F}_i). \quad (25)$$

Або в розгорнутому вигляді:

$$\begin{aligned} M\ddot{y}_c &= -Mg + c_1 \Delta L_1 + c_2 \Delta L_2 - \varepsilon_1(\dot{y}_c + \dot{\varphi}d_1 - \dot{y}_1) - \varepsilon_2(\dot{y}_c - \dot{\varphi}d_2 - \dot{y}_2) = \\ &= -Mg + \frac{Mgd_2}{d_1 + d_2} + \frac{Mgd_1}{d_1 + d_2} + c_1(y_1 - y_c - \varphi d_1) + c_2(y_2 - y_c + \varphi d_2) - \\ &\quad - \varepsilon_1(\dot{y}_c + \dot{\varphi}d_1 - \dot{y}_1) - \varepsilon_2(\dot{y}_c - \dot{\varphi}d_2 - \dot{y}_2); \\ I_c \ddot{\varphi} &= c_1 d_1(\lambda_{cm}^n + y_1 - y_c - \varphi d_1) - c_2 d_2(\lambda_{cm}^3 + y_2 - y_c + \varphi d_2) - \\ &\quad - \varepsilon_1 d_1(\dot{y}_c + \dot{\varphi}d_1 - \dot{y}_1) + \varepsilon_2 d_2(\dot{y}_c - \dot{\varphi}d_2 - \dot{y}_2) = \\ &= \frac{Mgd_1 d_2}{d_1 + d_2} - \frac{Mgd_1 d_2}{d_1 + d_2} + c_1 d_1(y_1 - y_c - \varphi d_1) - c_2 d_2(y_2 - y_c - \varphi d_2) - \\ &\quad - \varepsilon_1 d_1(\dot{y}_c + \dot{\varphi}d_1 - \dot{y}_1) + \varepsilon_2 d_2(\dot{y}_c - \dot{\varphi}d_2 - \dot{y}_2). \end{aligned}$$

Розглянемо тепер рух правого колеса (рис. 7).

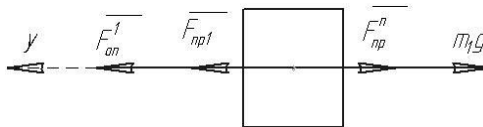


Рис. 7. Схема руху правого колеса (повернута на 90° відносно схеми на рис. 6)

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{y}_1 = & -m_1 g + k_1 (\lambda_{cm1} - y_1 + \xi_1) - c_1 (\lambda_{cm}^n + y_1 - y_c - \varphi d_1) + \\
& + \varepsilon_1 (\dot{y}_c + \dot{\varphi} d_1 - \dot{y}_1) = -m_1 g + m_1 g + \frac{g M d_2}{d_1 + d_2} - k_1 (y_1 - \xi_1) - \\
& - \frac{g M d_2}{d_1 + d_2} - c_1 (y_1 - y_c - \varphi d_1) + \varepsilon_1 (\dot{y}_c + \dot{\varphi} d_1 - \dot{y}_1).
\end{aligned}$$

Враховуючи зміни, які потрібно провести в рівнянні для заднього колеса, остаточно диференціальні рівняння руху системи запишуться так

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{y}_1 = & -k_1 (y_1 - \xi_1) - c_1 (y_1 - y_c - \varphi d_1) + \varepsilon_1 (\dot{y}_c + \dot{\varphi} d_1 - \dot{y}_1), \\
m_2 \ddot{y}_2 = & -k_2 (y_2 - \xi_2) - c_2 (y_2 - y_c + \varphi d_2) + \varepsilon_2 (\dot{y}_c - \dot{\varphi} d_2 - \dot{y}_2), \\
M \dot{y}_c = & c_1 (y_1 - y_c - \varphi d_1) + c_2 (y_2 - y_c + \varphi d_2) - \\
& - \varepsilon_1 (\dot{y}_c + \dot{\varphi} d_1 - \dot{y}_1) - \varepsilon_2 (\dot{y}_c - \dot{\varphi} d_2 - \dot{y}_2), \\
y_c \ddot{\varphi} = & c_1 d_1 (y_1 - y_c - \varphi d_1) - c_2 d_2 (y_2 - y_c + \varphi d_2) - \\
& - \varepsilon_1 d_1 (\dot{y}_c + \dot{\varphi} d_1 - \dot{y}_1) + \varepsilon_2 d_2 (\dot{y}_c - \dot{\varphi} d_2 - \dot{y}_2).
\end{aligned} \tag{26}$$

Можна показати, що такі ж рівняння отримуються, якщо записати рівняння Лагранжа II роду для нашої системи. При цьому слід пам'ятати, що сили ваги і сили пружності належать до потенціальних сил, а сили в'язкого опору – непотенціальні.

Рівняння Лагранжа II роду мають вигляд

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \pi}{\partial q_j} + Q_j, \quad j = \overline{1,4}, \tag{27}$$

де позначено через q_j - узагальнені координати, \dot{q}_j - узагальнені швидкості (нагадаємо, що в нас узагальнені координати y_1, y_2, y_c, φ , а узагальнені швидкості $\dot{y}_1, \dot{y}_2, \dot{y}_c, \dot{\varphi}$), T, π - кінетична і потенціальна енергії системи, Q_j - узагальнені сили.

Кінетична енергія системи дорівнює сумі кінетичних енергій всіх точок системи (тіл, що входять в систему). Отже,

$$T = T_1 + T_2 + T_{\text{вміє}}, \tag{28}$$

де

$$\begin{aligned}
T_1 = \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2, \quad T_2 = \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2, \\
T_{\text{рамми}} = \frac{1}{m} M \dot{y}_c^2 + \frac{1}{2} I_c \dot{\varphi}^2.
\end{aligned}$$

Тут враховано, що рама здійснює плоскопаралельний рух. Таким чином

$$T = \frac{1}{2}(m_1 \dot{y}_1^2 + m_2 \dot{y}_2^2 + M \dot{y}_c^2 + 2_c \dot{\varphi}^2). \quad (29)$$

Потенціальна енергія точок, що знаходяться в потенціальному силовому полі – це робота сил поля, що діють на ці точки, яку потрібно виконати для переміщення цих точок з біжучого положення в початкове.

Потенціальна енергія пружини, якщо вона в кінцевому положенні здеформована на величину Δl , визначається за формулою $1/2 \cdot c \cdot \Delta l^2$. При визначенні потенціальної енергії сил ваги як початкового положення можна вибрати положення статичної рівноваги, оскільки з (27) бачимо, що постійна складова у виразі для \dot{I} не вплине на значення відповідної узагальненої сили (похідна від постійної дорівнює нулю).

Отже, остаточно знайдемо

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_{np1} + \Pi_{np2} + \Pi_{np}^n + \Pi_{np}^s + \Pi, \quad (30)$$

де Π_1, Π_2, Π - потенціальна енергія сил ваги коліс і рами;

Π_{np1}, Π_{np2} - потенціальні енергії пружин, жорсткість яких k_1 і k_2 ;

Π_{np}^n, Π_{np}^s - потенціальні енергії пружин, жорсткість яких c_1 і c_2 .

$$\Pi = m_1 g \cdot y_1 + m_2 g \cdot y_2 + Mg \cdot y_2 + \frac{1}{2} k_1 \Delta l_1^2 + \frac{1}{2} k_2 \Delta l_2^2 + \frac{1}{2} c_1 \Delta L_1^2 + \frac{1}{2} c_2 \Delta L_2^2. \quad (31)$$

Якщо як першу узагальненої координати прийняти координату y_1 , то відповідне рівняння (27) знаходиться так

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} = m_1 \dot{y}_1; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} \right) = m_1 \ddot{y}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial y_1} = 0; \quad (32)$$

$$-\frac{\partial \Pi}{\partial y_1} = -m_1 g + k_1 \Delta l_1 - c_1 \Delta L_1 = -k_1 (y_1 - \xi_1) - c_1 (y_1 - y_c - \phi d_1). \quad (33)$$

Потрібно врахувати, що крім потенціальних сил на перше колесо діє ще непотенціальна сила Q_1 . Для її знаходження потрібно системі надати таке можливе переміщення, в результаті якого узагальнена координата y_1 отримає переміщення δy_1 , а всі інші узагальнені координати залишаються незмінними. Якщо після цього врахувати роботу всіх сил, прикладених до всіх точок системи (звичайно, в нашому випадку не враховуємо вже потенціальні сили) на можливих переміщеннях їхніх точок прикладання, викликаних зміною

y_1 на величину δy_1 , то знайдемо $\delta A_1 = Q_1 \cdot \delta y_1$, тобто Q_1 - коефіцієнт, що стоїть при δy_1 .

Надаючи можливе переміщення δy_1 в додатному напрямку y_1 і враховуючи, що на перше колесо діючі сили показані на рис. 7, знайдемо

$$\delta A_1 = F_{om}^1 \cdot \delta y_1. \quad (34)$$

Робота всіх інших не потенціальних сил дорівнює нулю, так як всі інші узагальнені координати залишаються незмінними. Отже, $Q_1 = F_{om}^1$ і отримаємо рівняння

$$m_1 \ddot{y}_1 = -k_1(y_1 - \zeta_1) - c_1(y_1 - y_c - \varphi d_1) + v_1(\dot{y}_c + \dot{\varphi} d_1 - \dot{y}_1), \quad (35)$$

тобто отримане рівняння повністю співпадає з першим рівнянням (26).

Зауважимо, що рівняння Лагранжа II роду можна записати у вигляді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad j = \overline{1, n}, \quad (36)$$

тобто узагальнені сили Q_j можна знаходити так, як ми описали. Тоді при обчисленні роботи δA_1 потрібно враховувати всі сили, що діють на систему (як потенціальні, так і непотенціальні).

Висновок. Використовуючи математичні залежності, що дозволяють описати динамічні процеси, створено математичну модель динаміки руху малогабаритного причіпного обприскувача, яка дозволяє відтворити реальне навантаження на складові обприскувача та визначити інерційні сили в характерних перетинах конструкції.

Література

1. Рибак Т.І. Підвищення надійності машин для хімічного захисту у рослинництві. - К.: Урожай, 1986.- 104 с.
2. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль, Збруч, 2002. – 330 с.
3. Вікович І.А. Конструкції та динаміка штангових обприскувачів: Монографія. — Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2003. — 460 с.
4. Геронимус Я.П. Теоретическая механика. – М.: Наука, 1973. – 515 с.
5. Павловський М.А., Путята Т.В. Теоретическая механика. – К.: Вища школа, 1985. – 328 с.

В.В. Сацюк, к.т.н., А.В. Хомич, С.В. Дідух
Луцький державний технічний університет

ВПЛИВ САПРОПЕЛЮ, ЩО МІСТИТЬСЯ В ҐРУНТІ, НА РІСТ РОСЛИН

У статті наведено результати польових досліджень впливу сапропелю, що міститься в ґрунті, на ріст стеблових сільськогосподарських культур в умовах Полісся. Проведено аналіз ефективності використання сапропелю як органічного добрива порівняно із іншими видами добрив.

Постановка проблеми. Інтенсивні технології сільськогосподарського виробництва із застосуванням хімічних препаратів призвели до деградації орних земель в Україні. На окремих територіях кількість гумусу в ґрунтах за останні десятиріччя зменшилась до 30% [1]. Практика вирощування сільськогосподарських культур показує, що повністю відмовитися від мінеральних добрив неможливо, особливо на дерново-підзолистих ґрунтах низької родючості. З іншого боку ґрунтозбагачуючого гумусотворюючого ефекту можна досягти внесенням в ґрунт органічних добрив. Однак і надалі в силу різних причин спостерігається тенденція до зменшення використання органічних добрив у вигляді перегною та компостів.

Аналіз останніх досліджень. Дослідження, які періодично проводяться у різних природнокліматичних зонах, показують, що сапропель є якісним органічним добривом [2, 3]. При внесенні сапропелю в ґрунт утворюється комплекс орґано-мінеральних компонентів поживних для рослин, а також шляхом нейтралізації негативного впливу хімічних компонентів мінеральних добрив проявляється ґрунтоохоронна дія.

На території Полісся знаходяться значні відклади сапропелю, які становлять особливий інтерес, оскільки можуть позитивно впливати на ріст сільськогосподарських культур. Особливо актуальним є застосування сапропелів для дерново-підзолистих ґрунтів Полісся, які потребують додаткового збагачення органічними та мінеральними сполуками.

Мета роботи – дослідження впливу сапропелів на ріст сільськогосподарських рослин на дерново-підзолистих ґрунтах.

Результати дослідження. З метою вивчення ефективності внесення органічного сапропелю в дерново-підзолисті ґрунти були проведенні польові дослідження.

Складність проведення польових досліджень пов'язана із кліматичними умовами, повторностей яких досягти неможливо. Тому, у дослідах було прийнято рішення за однакових кліматичних умов провести дослідження окремих культур трьох сортів: вівса «Ант», «Райдужний», «Декамерун»; ячменю «Вакула», «Геліос», «Зоряний»; пшениці ярої «Героїння», «Рання 93», «Етюд». Крім цього, на окремих ділянках були висіяні два сорти люпину «Олежка» і «Серпневий» та по одному сорту гірчиці і ріпаку.

Для забезпечення умов росту рослин та виявлення ефективності добрив було підготовлено наступні варіанти досліді: №1 – сапропель з розрахунку 100 т/га; №2 – перегній з розрахунку 100 т/га; №3 – мінеральні добрива (N₁₀₀ P₁₀₀ K₁₀₀); №4 – контроль (без добрив); №5 – внесення насіння у 100% сапропель.

Пізній висів рослин 16 травня, обумовлений затяжною весною, не характерний для вирощування вказаних культур у даному кліматичному поясі. Проте, отримано цікаві криві росту рослин, яка відображена на рис. 1 та рис. 2.

Отримані результати загальної картини росту окремих сільськогосподарських культур, дозволяють стверджувати, що дана методика використання трьох сортів культури як повторності є точною для визначення впливу сапропелю на ріст рослин. А сапропель, як органічна речовина може стати визначною для підвищення родючості дерново-підзолистих ґрунтів.

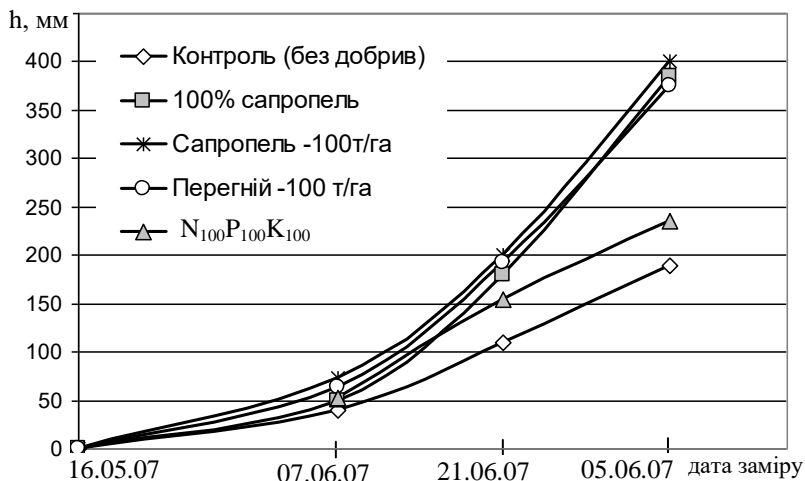


Рис. 1. Криві росту рослин вівса

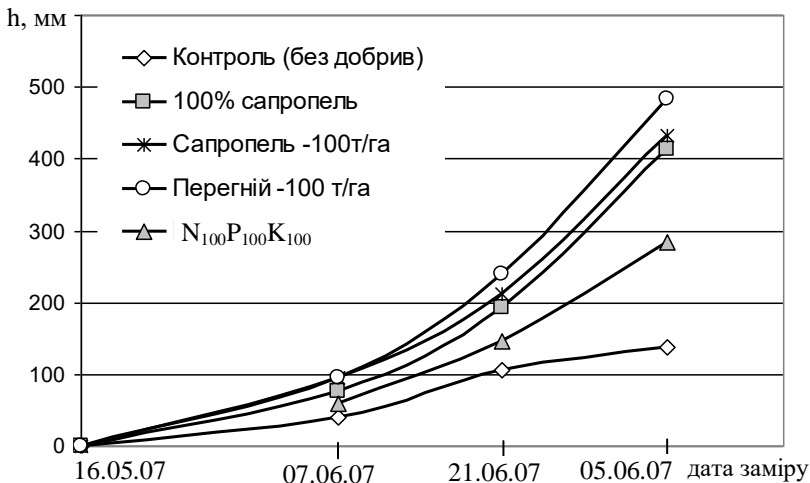


Рис. 2. Криві росту рослин ячменю

Так лише для двох із шести досліджуваних культур (ячменю та ріпаку) у кінцевому випадку сапропель виявився менш ефективним, ніж перегній. У свою чергу, значний об'єм сапропелю (варіант досліді №5) дещо гнітить ріст рослин, проте, переважає над органікою перегною крім ячменю, ріпаку і гірчиці.

На досліджуваних польових ділянках забур'яненість посівів становила приблизно 20% окрім ділянки №5 (рис.3. Приклад овес), де бур'яни були фактично відсутні. Таке явище є важливим чинником у наданні переваги сапропелю як органічному добриву.

Культури всіх сортів протягом вегетації розвивались дуже добре й очікувався, відповідно, хороший результат. Але несприятливі погодні умови у період дозрівання призвели до невисокої врожайності досліджуваних культур. Але навіть за несприятливих погодніх умов у період дозрівання спостерігається позитивний вплив сапропелю, про що свідчать отримані результати (табл.).

Результати польових досліджень свідчать, що за своїм впливом на врожайність сільськогосподарських культур органічний сапропель не поступається перегною.



Рис. 3. Ділянка вівса, вирощеного на 100% сапропелі на фоні забур'яненого поля

Таблиця. Врожайність досліджуваних культур на різних фонах

№ п/п	Сільськогосподарська культура	Врожайність сільськогосподарських культур на фоні, ц/га				
		Сапропель 100 т/га	Перегній 100 т/га	N ₁₀₀ K ₁₀₀ P ₁₀₀	Контроль	Сапропель 100%
1	Овес «Ант»	22	23,5	19,5	11,5	22,5
2	Овес «Райдужний»	24	25	22,5	13	23
3	Овес «Декамерун»	20	22	18,5	9	21
4	Ячмінь «Вакула»	37	38,5	34	12	38
5	Ячмінь «Геліос»	34	36	30,5	11	36
6	Ячмінь «Зоряний»	37,5	39	32	11,5	38
7	Пшениця «Героїня»	14,5	15	13	8	15
8	Пшениця «Рання -93»	22,5	24	19	10	23,5
9	Пшениця «Етнод»	19,5	22	17	9	20
10	Гірчиця	6	8	4,5	3	6,5
11	Ріпак	5,5	6,5	4	3,5	6
12	Люпин білий «Олежка»	12	14	11,5	9,5	12,5
13	Люпин білий «Серпневий»	12,5	14	10,5	9,5	13

Висновки. Удобрювальна цінність сапропелю порівнюється до удобрювальної цінності перегною. Крім того, внесення сапропелів дозволяє значно зменшити забур'яненість посівів без використання гербіцидів.

При застосуванні чистого сапропелю, для уникнення його прямої дії на рослину і, відповідно, підвищення родючості поля, необхідно насіння відділити від сапропелю шаром ґрунту.

Використання органічного сапропелю як добрива на територіях прилеглих до озер, де відбувається його добування, значно підвищує економічну доцільність застосування сапропелю, оскільки зменшується кількість технологічних операцій підготовки та транспортування.

Література

1. Дудченко І.В., Шевчук М.Й. Технологія вирощування екологічно-чистих видів рослинницької продукції з основами землеробства. – Луцьк: Надстир'я, 1995. - 268 с.

2. Озерні сапропелі України: Збірник технологій і рекомендацій щодо використання сапропелів, у т. ч. на забруднених радіонуклідами землях, нормативних актів, довідкових матеріалів /Шевчук М.Й., Дегедюк Е.Г. і ін.; За ред. Дегедюка Е.Г., Шевчука М.Й. - Луцьк: Надстир'я, 1996. - 187с.

3. Шевчук М.Й. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання. - Луцьк: Надстир'я, 1996. -383 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

О.В. Соломка
Національний аграрний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТЕРА-ЖИВИЛЬНИКА ВОРОХУ ЛЬОНУ

Обґрунтовано раціональні параметри і режими роботи транспортера-живильника, здатного забезпечити надійну роботу молотильно-сепарувального обладнання стаціонарного пункту по обробітку насінневого вороху льону.

Постановка проблеми. Найбільш складним та енергонасиченим процесом в технології вирощування льону є збирання та післязбиральний обробіток урожаю. Зібраний комбайновим або роздільним способами насінневий ворох містить до 65% соломистих домішок, вологість яких досягає 50...70%, що суттєво ускладнює його подальший обробіток і обумовлює необхідність застосування штучного підсушування. Насінневий ворох досушується до вологості 12-18% на сушарках різноманітних конструкцій. В завантажувальні лінії цих сушарок доцільно монтувати збагачувачі насінневого вороху (сепаратори). Перспективну конструкцію одного з таких сепараторів розроблено науковцями Луцького державного технічного університету [1]. Висушений та збагачений насінневий ворох подають на молотарку-віялку типу МВ-2,5А. Для одержання якісного насіння з мінімальними його втратами необхідно забезпечити рівномірну дозовану подачу насінневого вороху на робочі органи молотарки.

Аналіз досліджень і публікацій. Останніми роками науковцями України запропоновано ряд технологій вирощування та збирання льону починаючи від операцій по підготовці ґрунту під посіви і до збирання та післязбирального обробітку вирощеного урожаю.

Мета дослідження. Визначення параметрів транспортера-живильника льону.

Поставлена мета досягається шляхом визначення конструкції та обґрунтування параметрів і режимів роботи транспортера-живильника насінневого вороху.

Результати дослідження. Транспортер-живильник повинен забезпечувати такі вимоги:

- насінневий ворох повинен сходити з транспортера рівномірним шаром як по ширині, так і по довжині;

- ширина шару повинна відповідати ширині молотильного пристрою ($B = 1200$ мм для МВ-2,5);
- подача насіннєвого вороху постійна, $Q = 2,5$ т/год;
- транспортер повинен забезпечувати надійну подачу маси при мінімальних енерговитратах;
- висота піднімання вороху $H = 1770$ мм.

Проаналізувавши поставлені вимоги, вибираємо скребковий транспортер з шнеком-розрівнювачем. З метою універсалізації та зниження вартості виготовлення транспортера-живильника за базу приймаємо транспортер та привідний і натяжний вузли похилої камери зернозбирального комбайна „Дон-1200”.

При визначенні основних параметрів транспортера виходимо з умови забезпечення рівномірної подачі вороху Q [2]:

$$Q = k_r k_u k_v B h \mathcal{G} \gamma, \quad (1)$$

де k_r - геометричний коефіцієнт продуктивності, який враховує, що частина об'єму жолоба зайнята тяговим органом, $k_r = 0,95$; k_u - швидкісний коефіцієнт продуктивності, який враховує, що середня швидкість руху вороху \mathcal{G}_{cp} менша, ніж швидкість тягового органу \mathcal{G} , $k_u = \frac{\mathcal{G}_{cp}}{\mathcal{G}} = 0,9$; k_v - коефіцієнт ущільнення насипного вороху, $k_v = 0,7$; B - ширина жолоба, $B = 1200$ мм; h - висота шару вантажу, м; \mathcal{G} - швидкість руху тягового органу, м/с; γ - об'ємна вага вантажу, т/м³.

Геометричний коефіцієнт продуктивності

$$k_r = 1 - \frac{q_0}{\gamma'' B h}, \quad (2)$$

де q_0 - маса 1м довжини транспортерного ланцюга, кг/м; γ'' - об'ємна маса матеріалу транспортера, кг/м³.

Геометричний коефіцієнт продуктивності, що враховує втрати корисного об'єму жолоба при розміщенні в ньому скребкового ланцюга, приймаємо рівним 0,95.

Найбільша висота h шару матеріалу в жолобі конвеєра визначається граничною висотою h_2 матеріалу над ланцюгом [3]

$$h_r = B \frac{c_h - tg \alpha}{n_6 f_1}, \quad (3)$$

де c_h - коефіцієнт зчеплення вороху з робочим органом; α – кут нахилу живильника до горизонту; n_b - коефіцієнт бокового тиску вантажу на стінки жолоба.

Коефіцієнт зчеплення

$$c_h = \zeta \left(f + \frac{\tau_0}{h_{\Pi} \gamma g} \right), \quad (4)$$

де ζ – емпіричний коефіцієнт, $\zeta = 0,6 - 0,8$; τ_0 – початковий опір зсуву.

При розрахунку c_h величиною h_z попередньо задаються.

Коефіцієнт бокового тиску n_b при ковзанні насипного вантажу по стінках жолоба визначаються за формулою

$$n_b = \frac{\zeta(1.2 + \vartheta)}{1 + 2f^2}. \quad (5)$$

З виразу (1) визначаємо залежність висоти шару вантажу від швидкості транспортування. Швидкість транспортування для транспортерів даного типу коливається в межах 0,10...0,80 м/с [3]. Тоді формула буде мати вигляд:

$$h = \frac{Q}{k_r k_u k_v B \vartheta \gamma}. \quad (6)$$

Підставимо числові значення швидкості та будуємо графік цієї залежності (рис. 1).

З графіка визначаємо, що найбільш оптимальним буде співвідношення:
$$\begin{cases} \vartheta_{opt} = 0.4 \text{ м/с} \\ h = 40 \text{ мм} \end{cases}.$$

Згідно з рекомендаціями [2], висота скребків повинна бути в два – шість разів нижче висоти шару вантажу. Приймаємо висоту скребків $h_c=30$ мм. Відстань між скребками приймаємо рівною двом крокам тягового ланцюга. Виходячи з розрахунків, відстань між скребками буде рівною 216 мм, а з цього випливає, що кількість скребків буде становити 28 шт.

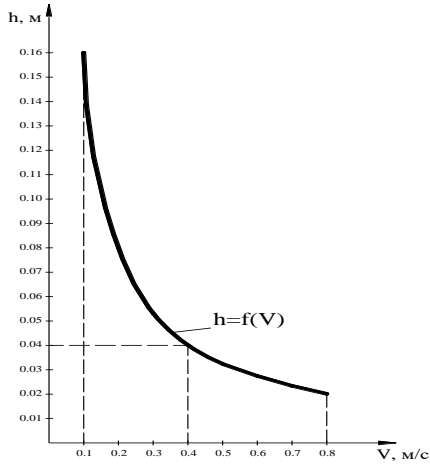


Рис. 1. Залежність висоти шару вороху від швидкості транспортування

Довжину транспортування визначаємо з умови забезпечення висоти підйому вороху в завантажувальне вікно ($H = 1770\text{мм}$) та критичного кута нахилу транспортера α (рис.2).

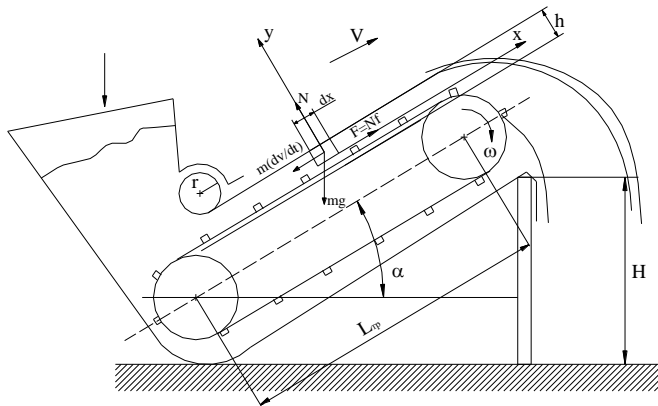


Рис. 2. Схема транспортера

Для зменшення довжини транспортера L кут його нахилу α треба наближати до максимально можливого, керуючись умовою (3) переміщення шару вороху без проковзування. Шар вороху, товщиною

$h_l = h_{ск}$, переміщується скребком транспортера без проковзування і зусилля на його переміщення визначається роботою по підняттю на висоту H та подоланням сил тертя вороху по днищу транспортера. Шар вороху, який розміщується вище від скребоків транспортера, переміщується за рахунок сил зчеплення (внутрішнього тертя) між елементарними частками вороху.

Розглянемо частинку насінневого вороху, що розміщений на поверхні шару вороху, який переміщується скребком транспортера з швидкістю \mathcal{G}_{mp} . [3] В початковий момент руху ця частинка нерухома ($\mathcal{G}_0 = 0$) і на відрізку шляху $x = l$ (шлях ковзання) набуває швидкості $\mathcal{G} = \mathcal{G}_{mp}$ в напрямку руху скребоків.

Складемо рівняння рівноваги частинки насінневого вороху

$$\begin{cases} \sum y = 0 = N - mg \cos \alpha \\ \sum x = 0 = m \frac{d\mathcal{G}}{dt} + mg \sin \alpha - Nf - F_{\sigma} \end{cases} \quad (7)$$

або

$$\begin{cases} mg \cos \alpha = N \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} + mg \sin \alpha - fmg \cos \alpha - k_{\sigma} mg f_{\sigma} = 0 \end{cases}, \quad (8)$$

де f – коефіцієнт внутрішнього тертя насінневого вороху, $f = 0.9$;

F_{σ} – сила тертя об стінки бортів;

k_{σ} – коефіцієнт бокового тиску вантажу на направляючі борта;

f_{σ} – коефіцієнт тертя вантажу об направляючі борта;

$\frac{d\mathcal{G}}{dt}$ – прискорення вантажу.

Визначивши з рівняння (7) N , підставимо його значення в рівняння (8) і після відповідних перетворень отримаємо диференціальне рівняння руху вороху за період зміни його швидкості від v_0 до $v_{тр}$:

$$\frac{d\mathcal{G}}{dt} = \frac{d^2 x}{dt^2} = g(f \cos \alpha - \sin \alpha + k_{\sigma} f_{\sigma}), \quad (9)$$

або з урахуванням, що $\mathcal{G} = \frac{dx}{dt}$, звідки $dt = \frac{dx}{\mathcal{G}}$, отримаємо:

$$\mathcal{G} d\mathcal{G} = g(f \cos \alpha - \sin \alpha + k_{\sigma} f_{\sigma}) dx. \quad (10)$$

Для визначення шляху ковзання l , на якому частка маси розганяється від швидкості \mathcal{G}_0 до \mathcal{G}_{mp} , проінтегруємо вираз (10), ліву частину в межах від \mathcal{G}_0 до \mathcal{G}_{mp} , а праву від 0 до l :

$$\int_{g_0}^{g_{mp}} g dg = g(f \cos \alpha - \sin \alpha + k_{\bar{\sigma}} f_{\bar{\sigma}}) \int_0^l dx. \quad (11)$$

Після перетворень, з урахуванням, що $g_0 = 0$ отримаємо:

$$\frac{1}{2} g_{mp}^2 = gl(f \cos \alpha - \sin \alpha + k_{\bar{\sigma}} f_{\bar{\sigma}}). \quad (12)$$

Звідси знайдемо шлях ковзання l :

$$l = \frac{g_{mp}^2}{2g(f \cos \alpha - \sin \alpha + k_{\bar{\sigma}} f_{\bar{\sigma}})}. \quad (13)$$

Аналіз виразу (13) показує, що при $\alpha \geq \varphi$ отримаємо:

$$l = \frac{g_{mp}^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2g(f \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha} - \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} + \frac{k_{\bar{\sigma}} f_{\bar{\sigma}}}{\cos \alpha})} = \frac{g_{mp}^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2g(\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \alpha + \frac{k_{\bar{\sigma}} f_{\bar{\sigma}}}{\cos \alpha})} = \infty,$$

а тому кут нахилу транспортера до горизонту повинен бути меншим кута тертя $\alpha < \varphi$. Чим менше кут α , тим менше шлях ковзання l , а при $\alpha = 0$ шлях ковзання вороху буде мінімальним.

Отже, для забезпечення переміщення насінневого вороху скребковим транспортером у вигляді шару, необхідно, щоб кут нахилу транспортеру не перевищував кут внутрішнього тертя вороху:

$$\alpha_{max} < \varphi \text{ або } \alpha_{max} < \operatorname{arctg} f.$$

Визначимо силу опору переміщенню вороху під час його розгону v_0 до v_{tr} . Ця сила буде визначатися як сума проєкцій сил на напрямок переміщення (вісь x). Рушійна сила – сила внутрішнього тертя шарів вороху $F_T = Nf$. Секундну роботу сил опору переміщенню вороху запишемо таким чином:

$$R_p g_{mp} = \int m g \frac{dg}{dt} + \int mg g \sin \alpha,$$

де R_p - сила опору переміщенню вороху при розгоні;

g_{mp} - швидкість руху планок транспортера;

g - миттєва швидкість елементарної маси вороху на ділянці розгону l (довжина ковзання).

З урахуванням продуктивності транспортера Q_{mp} визначимо масу вороху на довжині dx транспортера:

$$\begin{aligned}
 R_p \vartheta_{mp} &= \int_{\vartheta_0}^{\vartheta_{mp}} \frac{Q_{mp} dx}{3.6 \vartheta g} \cdot \vartheta \frac{d\vartheta}{dt} + \int_0^l \frac{Q_{mp} dx}{3.6 \vartheta g} \cdot g \sin \alpha = \\
 &= \frac{Q_{mp}}{3.6 g} \int_{\vartheta_0}^{\vartheta_{mp}} \vartheta d\vartheta + \frac{Q_{mp} \sin \alpha l}{3.6} \int_0^1 dx
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

Після інтегрування отримаємо:

$$R_p \vartheta_{mp} = \frac{Q(\vartheta_{mp}^2 - \vartheta_0^2)}{3.6 g \cdot 2} + \frac{Ql \cdot \sin \alpha}{3.6}$$

або

$$R_p \vartheta_{mp} = \frac{Q\vartheta_{mp}^2}{2 \cdot 3.6 g} + \frac{Q\vartheta_{mp}^2 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot 3.6 g (f \cos \alpha - \sin \alpha + k_{\sigma} f_{\sigma})} . \tag{15}$$

Визначимо R_p :

$$R_p = \frac{Qf \vartheta_{mp}^2 \cdot \cos \alpha}{7.2 g \vartheta_{mp} (f \cos \alpha - \sin \alpha + k_{\sigma} f_{\sigma})} = \frac{Qf \vartheta_{mp} \cdot \cos \alpha}{7.2 g (f \cos \alpha - \sin \alpha + k_{\sigma} f_{\sigma})} .$$

Необхідну потужність привода N при переміщенні вантажу по похилій ділянці, можна визначити на основі таких міркувань. При довжині конвеєра L вага матеріалу, що є на ньому, $G_M = q_M Lg$. Масу елементів конвеєра, що рухаються, які становлять нескінченний замкнутий контур з робочою та холостою вітками, можна уявити як середню лінійну масу q_T (кг/м). З урахуванням того, що рухається як робоча, так і холоста вітки, вага елементів, що рухаються

$$G_{mp} = 2q_T Lg .$$

Оскільки вага елементів живильника, які піднімаються, приблизно урівноважуються вагою елементів що опускаються, загальний опір переміщенню

$$W = G_M \sin \alpha + G_M \cos \alpha \cdot \omega_c + G_{mp} \cos \alpha \cdot \omega_c ,$$

де ω_c – загальний коефіцієнт опору переміщенню, $\omega_c = 0,3...0,4$.

Тоді, необхідна потужність для приводу транспортера становитиме:

$$N = \frac{Wg}{1000} = \frac{[G_M \sin \alpha + G_M \cos \alpha \cdot \omega_c + G_{mp} \cos \alpha \cdot \omega_c] \nu}{1000} .$$

Потужність двигуна буде:

$$N_{\partial в} = \frac{N}{\eta_m},$$

де η_m – к.к.д. приводу.

За цими загальними для всіх транспортуючих машин неперервної дії формулами потужність приводу конвеєра можна вирахувати в тому випадку, якщо відомий загальний коефіцієнт опору ω_c , який визначений лише для транспортерів простої конфігурації.

Важливий етап проєктування машин безперервного транспорту – правильний вибір місця розміщення приводу. Фрикційний привод краще встановлювати після ділянки з найбільшим опором. Це дозволяє попередити збільшення натягу стрічки за допомогою натяжного пристрою, що призводить до зниження зносу тягового елемента на криволінійних направляючих та зменшення потужності приводу. Виходячи з цього, в конвеєрах з простою трасою, яким є наш живильник-дозатор, привідний пристрій монтується в кінці робочої вітки.

Висновки. Наведені розрахунки параметрів транспортера-живильника показують, що аналітичним шляхом можна обґрунтувати умови забезпечення рівномірної дозованої подачі насінневого вороху льону до молотильно-сепарувальних робочих органів.

Література

1. Куриленко Т.П., Соломка В.О. Перспективи розвитку льонарства на Україні. Зб.наук.ст. "Сільськогосподарські машини", вип.8, – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001.– С. 272-275.
2. Левинсон В.Н. Транспортные устройства непрерывного действия. Машгиз. М.: 1960. – 367 с.
3. Любін М.В., Берник П.С. Механізація транспортуючих та вантажопідійомних робіт. Частина І.– "Урожай". К.: 1997. – 191 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трех томах. Машиностроение. М.: 1979.

Рецензент д.т.н., проф. В.П. Ковбаса

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НАВІСНОЇ ТРЬОХРЯДНОЇ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Наведено обґрунтування конструктивних і силових параметрів навісної трьохрядної коренезбиральної машини для фермерських господарств. Дані практичні рекомендації щодо вибору конструктивних і технологічних параметрів машини.

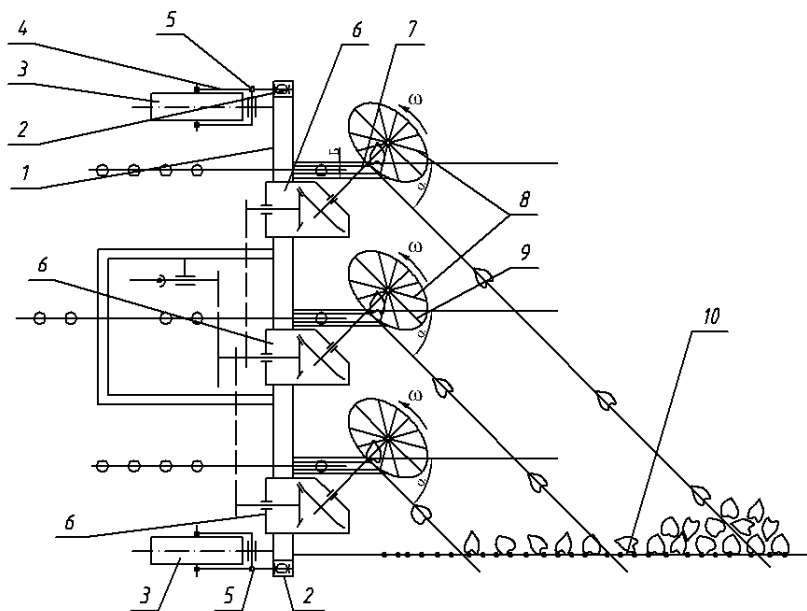
Постановка проблеми. Для виробництва цукрових буряків необхідні принципово нові підходи до створення й використання високоєфективних прогресивних технологій. Збирання врожаю коренеплодів є одним з найскладніших, в тому числі за кількістю операцій і енергоємних процесів.

Аналіз останніх досліджень. Питанням викопування цукрових буряків присвячені роботи ряду авторів [1, 2, 3, 4], однак багато питань проектування коренезбиральних машин для фермерських господарств вимагають подальшого дослідження.

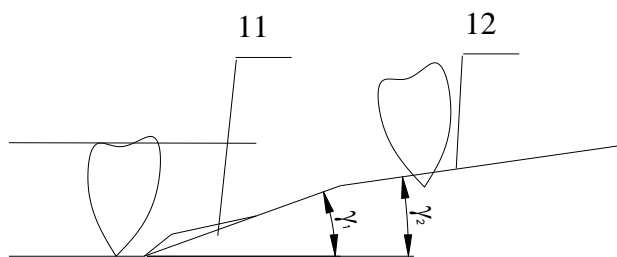
Мета досліджень. Метою даної роботи є розробка навісної трьохрядної коренезбиральної машини з покращеними техніко-економічними показниками.

Робота виконується в рамках Постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування на 2002-2006 роки”.

Результати досліджень. Машина навісна коренезбиральна з активними викопуючими і сепаруючими робочими органами (рис. 1, а) виконана у вигляді рами 1, до якої з двох кінців на стійках 2 жорстко встановлені опорні колеса 3 на важелях 4 з регульовальними гвинтами 5. Напроти кожного рядка прикріплені викопуючі леміші 11, під кутом γ_1 , які підрізають пласт ґрунту під трьома рядками. За лемішами, по ходу машини, жорстко закріплені піднімальні полиці 12 під кутом γ_2 до горизонту. Причому $\gamma_1 > \gamma_2$, що забезпечує утворення лінії розлому пласта з коренеплодами для кращого його подрібнення. За підрізними лемішами 11, навпроти кожного викопуючого рядка встановлені три конічні редуктори 6, рівномірно по довжині рами і вони служать для передачі крутного моменту під кутом 120° від вала відбору потужності трактора до ведених валів 7.



а



б

Рис. 1. Трьохрядна навісна коренезбиральна машина:
 а – функціональна схема; б – схема встановлення лемешів:
 1 – рама; 2 – стійка; 3 – опорне колесо; 4 – важіль;
 5 – регулювальний гвинт; 6 – конічний редуктор; 7 – ведений вал;
 8 – очисний диск; 9 – спиці; 10 – відбивальний щиток;
 11 – леміш; 12 – піднімальна полиця

На останніх на проти кожного рядка буряків встановлені очисні диски 8 зі спицями 9 з можливістю кругового обертання під кутом $\alpha=13^\circ$ до напрямку руху машини і під кутом β до горизонту, величина останнього регулюється. Причому спиці дисків зовнішнім діаметром взаємодіють з викопаними коренеплодами і ґрунтом. Крім цього, з лівого боку рами машини, по напрямку її руху, прикріплено відбивальний щиток 10, який служить для сприймання удару коренеплодів з ґрунтом та їх очищення.

Робота машини здійснюється таким чином. У процесі викопування цукрових буряків відбувається підрізання пласту під трьома рядками лемешами 11 на глибині H і його розламування при переході з передньої площини леміша.

Процес вибирання коренеплодів з піднятого пласту ґрунту і скидування їх у валок здійснюється дисками 8. Крутний момент з валу відбору потужності трактора через карданну передачу передається на редуктори 6 і з них на ведені вали, на яких закріплені диски 8 з спицями 9.

При обертанні, диски своїми пальцями подрібнюють ґрунт у пласті, який сепарується через їхні проміжки, а при контакті з коренеплодом очищають їх від ґрунту і виносять з пласту, надаючи йому руху з необхідною швидкістю по траєкторії в напрямку до відбійного щитка 10. При переміщенні коренеплодів від взаємного тертя і зіткнення з відбійним щитком проходить очищення їх поверхні від ґрунту і укладання в рядки.

Підкопуючі робочі органи повинні заглиблюватися в ґрунт на довжину коренеплоду, яка перебуває в межах 200...280мм, в залежності від врожайності. Ширина пасивного або комбінованого робочого органу повинна бути більшою діаметра коренеплода. Остання знаходиться в межах 67...122мм.

Залежно від характеру дії на пласт підкопуючі лемеші поділяються на пасивні, активні і комбіновані. В даній конструкції заложено принцип комбінованого подрібнюючого плоского леміша.

Сила викопування P_e визначається залежно від параметрів копачів коренеплоду і ґрунту в припущенні (рис. 2), що останній при стисненні між поверхнями копача і коренеплодів володіє властивостями лінійно-деформованого тіла, а сам процес протікає у вільному бічному розширенні. У такому випадку викопуюча сила, що діє на коренеплід у вертикальному напрямку, визначається за формулою [1]

$$P_e^e = \pi \cdot p \cdot h \cdot tg \gamma (d_k + h \cdot tg \gamma) \cos \delta_z ; \quad (1)$$

а в горизонтальному:

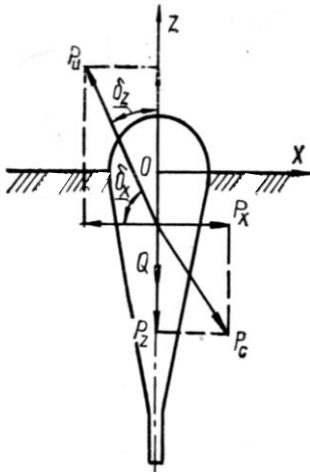


Рис. 2 Схема дії сил

$$P_x^0 = p(d_k + h \cdot \operatorname{tg} \gamma) h \cos \delta_x; \quad (2)$$

де d_k - діаметр конусності коренеплоду; γ - кут конусності коренеплоду; δ_x , δ_z - кути між силою P_0 і відповідними осями координат.

В приведених виразах питомий тиск на поверхню коренеплоду визначається за формулою:

$$p = \frac{E_n \cdot \Delta S}{S_\phi}, \quad (3)$$

де E_n - модуль деформації ґрунту, визначуваний експериментально; ΔS - деформація шару ґрунту між поверхнями копача і кореня; S_ϕ -

початкова товщина шару до моменту стиснення;

Значення ΔS і S_ϕ залежать від геометричних розмірів копача і витягнутого коренеплоду. Найбільше значення ΔS , а отже і витягуючої сили розраховується за умови, що ΔS зростає до тих пір, поки копач не торкнеться поверхні коренеплоду.

Критерієм, що відображає якість виконання технологічного процесу роботи копача, є повнота викопування, яка визначається як ймовірність P того, що вертикальна складова витягуючої сили перевищить сили опору коренеплоду вертикальному переміщенню:

$$P(P_0 \cos \delta_z \geq mz + P_z + Q); \quad (4)$$

де P_0 - сила витягування коренеплодів з ґрунту; P_z - сила опору коренеплоду вертикальному переміщенню; δ_x - кут між силою витягування і віссю x ; m , Q - відповідно маса і вага коренеплоду.

Ступінь пошкодження коренеплодів, що визначається як ймовірність того, що діюча в горизонтальному напрямку сила перевищить допустиму силу опору згину коренеплоду:

$$P(P_0 \cos \delta_x \geq mx + [P_x]); \quad (5)$$

Виготовлений дослідний взірець машини навісної коренезбиральної при збиранні цукрових буряків показав працездатність конструкції і якість роботи, її малу метало- та енергоємність, що дозволяє використовувати її при роботі в

фермерських господарствах. Якість виконання технологічного процесу відповідає технічним умовам для бурякозбиральної техніки.

Технічна характеристика запропонованої конструкції навісної коренезбиральної машини:

- продуктивність праці – 0,9 га/год;
- максимальна швидкість руху – 7,2 км/год;
- ширина захвату – 1,35 м;
- глибина викопування 0,25-0,28 м;
- кількість обертів вала відбору потужності – 540 об/хв;
- діаметр очисного диска – 0,50 м;
- маса машини – 320 кг.

Висновки. Описана конструкція коренезбиральної машини є ефективною при її використанні у фермерських господарствах і забезпечить продуктивність праці 0,9 га/год з якісним виконанням технологічного процесу.

Література

1. Погорелый Л.В., Тетяненко М.В., Брей В и др. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет), Киев, Техника, 1983. – 168с.

2. Погорелый Л., Рева Д, Смакоуз Г. та інші. Бурякозбиральна техніка: концепція та напрямки сучасного розвитку і прогноз на перспективу /Техніка в АПК/ – 1987. – №2. – С.15-18.

3. Аванасов Ю.Б., Бесарабов В.И., Русинов И.И. Свеклоуборочные машины.-М.: Колос, 1979. – 351с.

4. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин. Конструювання і розрахунок.-Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 120с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

М.В. Усенко, к.т.н., В.В. Войтович
Луцький державний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ЩОКУ СОШНИКА ПРИ ЙОГО ПЕРЕСУВАННІ В БОКОВОМУ НАПРЯМКУ

Подано методику визначення величин та точки прикладання сил, що діють на щок сошника при його пересуванні в боковому напрямку в зануреному положенні на різних за механічним складом ґрунтах.

Постановка проблеми. В основному розсадосадильні машини різних конструкцій призначені для садіння розсади в умовах рівного рельєфу. В даних конструкціях встановлення заданої ширини міжрядь (відстані в поперечному напрямку між садильними секціями) проводиться вручну і займає багато часу і зусиль.

Нами запропоновані різноманітні механізми для переміщення секцій розсадосадильної машини в поперечному напрямку, що дозволяє швидко змінювати ширину міжрядь культур, які садять, безпосередньо під час роботи [2, 3, 4]. Така термінова і швидка зміна може відбуватись при садінні різноманітних культур, роботі на дрібноконтурних ділянках, в різноманітних зовнішніх умовах, на схилах. Запропоновані механізми дозволяють також здійснювати переміщення обох секцій (всі механізми передбачені, в основному, для двох садильних секцій) в один чи інший бік для забезпечення стійкості агрегату при русі на схилах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В наукових роботах [5, 7, 8] за даною темою і різноманітних конструкціях розсадосадильних машин [6, 9, 10] вирішені питання оптимальних параметрів садильного апарата й оптимальних режимів його роботи, але не розглянуті сили, що діють на занурений в ґрунт сошник при його переміщенні в поперечному напрямку і використанні, у зв'язку з цим, можливості стабілізації положення та руху агрегату як на схилах, так і на рівнині за рахунок створення додаткових реакцій, і зміщення тим самим агрегату в потрібний бік.

У роботі [1] описаний один з варіантів конструкції механізму поперечного пересування секції і обґрунтована перспективність застосування його на малогабаритній техніці. Також теоретичні дослідження даної роботи дозволили визначити величину, напрямок і точку прикладання сил, що діють на щок сошника при його поперечному переміщенні, але тільки для одного випадку

деформування ґрунту – коли лінія профілю поверхні ґрунту у щоки сошника (денна поверхня) описується функцією виду $z = A \sin \omega x + h$, що характеризує лише певний за фізико-механічними властивостями ґрунт. Як відомо, труднощі опису “поведінки” ґрунту в момент деформування, а також великий діапазон змінних властивостей ускладнюють визначення залежності, що може охарактеризувати лінію профілю поверхні ґрунту. Тому, для найбільш повної характеристики досліджуваного процесу необхідно розглянути різноманітні варіанти даних залежностей, що і є предметом досліджень даної статті.

Мета статті полягає в аналізі і визначенні величин сил, що діють на щоку зануреного в ґрунт сошника при його поперечному переміщенні, а також у визначенні точок прикладання даних сил на боковій поверхні сошника на різних за механічним складом і станом на момент обробітку ґрунтах.

Результати дослідження. Як було зазначено вище, для найбільш повної характеристики досліджуваного процесу необхідно прийняти різноманітні варіанти форми поверхні ґрунту біля щоки сошника, а саме лінії kn (рис. 1). В роботі [1] було прийнято, що крива kn описується функцією виду $z = A \sin \omega x + h$.

Для нашого випадку, з певним припущенням і спираючись на наші попередні експериментальні дослідження, можемо прийняти, що крива kn описується найбільш функціями (приймаємо чотири функції, які найбільш підходять для опису кривої kn для різних ґрунтів): 1) $z = A \cos \omega x + \varphi_0$, 2) $z = ax^2 + bx + c$ ($a < 0$), 3) $z = c + x^n$ ($0 < n < 1$), 4) $z_1 = A \sin \omega x + \varphi_0$, $z_2 = c + x^n$ ($0 < n < 1$).

Направимо осі координат, як показано на рис. 1, тобто вісь z проходить крізь точку стику передньої кромки сошника з поверхнею ґрунту, а вісь x – по дну борозенки. Довжину l поверхні $aknb$ приймаємо як середню між конструктивно відомими розмірами bc і ad сошника.

З теорії ґрунтообробних знарядь відомо, що для практичних розрахунків сила, що діє на дану поверхню визначається за формулою:

$$F = kS, \quad (1)$$

де k – питомий опір ґрунту; S – площа поверхні.

Визначимо площу поверхні $aknd$, яка дорівнює $S_{aknd} = S_{Oknd} - S_{Oka}$. Використовуючи прийняте раніше припущення відносно лінії kn , тобто $z = A \cos \omega x + \varphi_0$ (на рис. 1 дану умову не показано), маємо:

$$S_{Oknd} = \int_0^l (A \cos \omega x + h) dx. \quad (2)$$

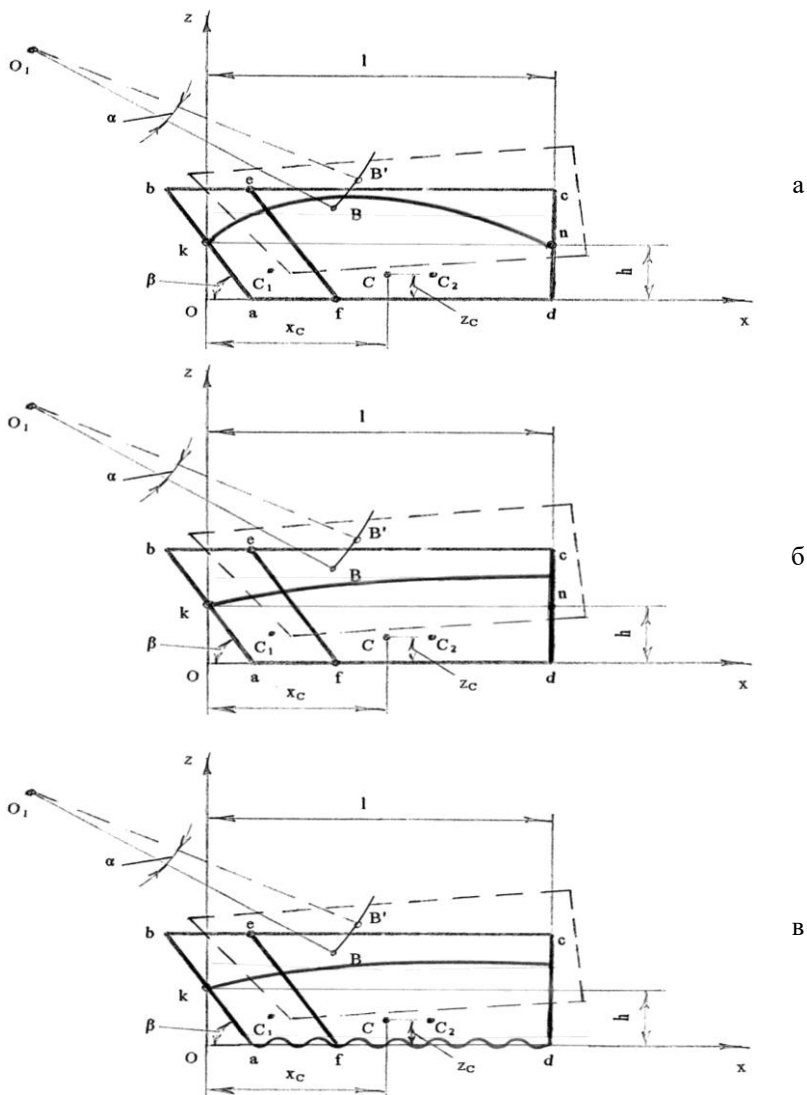


Рис. 1. Схема до визначення величини напрямку і точки прикладання сили, що діє на сошник при різних формах (описуваних функціях) лінії kn поверхні ґрунту: а) $z = ax^2 + bx + c$ ($a < 0$); б) $z = c + x^n$ ($0 < n < 1$); в) $z_1 = A \sin \omega x + \varphi_0$, $z_2 = c + x^n$ ($0 < n < 1$)

Розв'язуючи даний інтеграл одержуємо:

$$S_{Oknd} = \frac{A}{\omega} \sin \omega l + hl. \quad (3)$$

Площа поверхні Oka є трикутник. Виразимо його площу через конструктивно відомий параметр сошника кут β , а також через уже прийняту нами глибину h :

$$S_{Oka} = \frac{h^2}{2tg\beta}. \quad (4)$$

Отже, площа $aknd$ дорівнює:

$$S_{aknd} = S_{Oknd} - S_{Oka} = \frac{A}{\omega} \sin \omega l + h \left(l - \frac{h}{2tg\beta} \right). \quad (5)$$

З формули (1) можемо визначити силу, що діє на поверхню $aknd$:

$$F_{aknd} = k \left[\frac{A}{\omega} \sin \omega l + h \left(l - \frac{h}{2tg\beta} \right) \right]. \quad (6)$$

З теорії відомо, що така сила прикладена в точці центра ваги даної фігури. З відомої методики визначення координат центра

тяжіння плоскої фігури маємо: $x_C = \frac{\int x dS}{S}$ і $z_C = \frac{\int z dS}{S}$, або

$x_C = \frac{\int x f(x) dx}{S}$ і $z_C = \frac{\int [f(x)]^2 dx}{2S}$. Визначаємо ці координати для

нашого випадку, тобто для площини $aknd$. З використанням формули (5) значення абсциси точки C буде:

$$x_C = \frac{\int_0^l x f(x) dx}{S_{aknd}} = \frac{\int_0^l x (A \cos \omega x + h) dx}{S_{aknd}}.$$

Розв'язуючи даний інтеграл і проводячи певні математичні перетворення, при цьому величиною dS_{Oka} нехтуємо через її дуже мале значення, одержуємо абсцису точки C :

$$x_C = \frac{l \sin \omega l + \frac{hl^2 \omega}{A} - \frac{2}{\omega} \frac{\sin^2 \omega l}{2}}{\sin \omega l + \frac{hl \omega}{A} - \frac{h^2 \omega}{2Atg\beta}}. \quad (7)$$

Аналогічно знаходимо ординату точки C :

$$z_C = \frac{\int_0^l [f(x)]^2 dx}{2S_{aknd}} = \frac{\int_0^l (A \cos ax + h)^2 dx}{2S_{aknd}}.$$

Розв'язуючи інтеграл, одержуємо:

$$z_C = \frac{\frac{Al\omega}{2} + \frac{A \sin 2\omega l}{4} + 2h \sin \omega l + hl}{2 \sin \omega l + \frac{2h\omega l}{A} - \frac{h^2}{A \operatorname{tg} \beta}}. \quad (8)$$

Визначимо величину сили F , що діє на شوку сошника. Для практичних розрахунків приймаємо: питомий опір ґрунту $k = 30$ кПа; амплітуда $A = 0,2$ м; кругова частота $\omega = \pi / 0,4$ с⁻¹; середня довжина сошника $l = 0,3$ м; глибина занурення сошника в ґрунт $h = 0,2$ м; кут входження сошника в ґрунт $\beta = 60^\circ$. Підставляючи ці дані в формулу (6), маємо: $F_{aknd} \approx 2$ кН. При швидкості переміщення секції $V \approx 0,3$ м/с, одержуємо величину потужності для її переміщення $N = F_{aknd} \cdot V \approx 0,6$ кВт.

Оскільки даний механізм призначений для використання на малогабаритній техніці (мотоблоках) з середньою потужністю двигуна 5-6 кВт, що задовольняє приведеним вище умовам роботи.

Згідно з прийнятою вище умовою, маємо для третього випадку $y = ax^2 + bx + c$ ($a < 0$). Стосовно сошника, що занурений в ґрунт дана функція має вигляд $z = ax^2 + bx + h$ (рис. 1, а). Проводимо розрахунки за методикою аналогічною до перших двох випадків.

$$S_{Oknd} = \int_0^l (ax^2 + bx + h) dx.$$

Розв'язуючи даний інтеграл, одержуємо:

$$S_{Oknd} = l(a^2/3 + bl/2 + h). \quad (9)$$

Площу S_{Oka} поверхні Oka приймаємо з формули (4).

Отже, площа $aknd$ дорівнює:

$$S_{aknd} = S_{Oknd} - S_{Oka} = l(a^2/3 + bl/2) + h(l - h/2 \operatorname{tg} \beta). \quad (10)$$

Сила, що діє на поверхню $aknd$:

$$F_{aknd} = k[l(a^2/3 + bl/2) + h(l - h/2 \operatorname{tg} \beta)]. \quad (11)$$

Маємо: $x_C = \frac{\int xf(x) dx}{S}$ і $z_C = \frac{\int [f(x)]^2 dx}{2S}$. Визначаємо ці

координати для нашого випадку для площини $aknd$.

$$x_C = \frac{\int_0^l xf(x)dx}{S_{aknd}} = \frac{\int_0^l x(ax^2 + bx + h)dx}{S_{aknd}}.$$

Розв'язуючи даний інтеграл і проводячи певні математичні перетворення (величиною dS_{Okn} нехтуємо через її дуже мале значення) одержуємо абсцису точки C :

$$x_C = \frac{\frac{al^2}{4} + \frac{bl}{3} + \frac{h}{2}}{\frac{al}{3} + \frac{b}{2} + \frac{h}{l} - \frac{h^2}{2l^2 \operatorname{tg}\beta}}. \quad (12)$$

Аналогічно знаходимо ординату точки C :

$$z_C = \frac{\int_0^l [f(x)]^2 dx}{2S_{aknb}} = \frac{\int_0^l (ax^2 + bx + h)^2 dx}{2S_{aknb}}.$$

Розв'язуючи інтеграл, одержуємо:

$$z_C = \frac{a^2 l^3 / 5 + ab l^2 / 2 + b^2 l / 3 + 2ahl / 3 + bh + h^2 / l}{2al / 3 + 2h / l + \frac{h^2}{l^2 \operatorname{tg}\beta} + b}. \quad (13)$$

З формули (11) величина сили F (при таких самих значеннях як і в попередніх випадках і при $a = -1/4h$ і $b = l/4h$) дорівнює $F_{aknd} = 1,67$ кН. Потужність на переміщення секції $N = 0,5$ кВт, що як і у попередніх випадках задовольняє умовам роботи.

Згідно з прийнятою вище умовою при лінії kn маємо для четвертого випадку $y = c + x^n$ ($0 < n < 1$). Стосовно сошника, що занурений в ґрунт дана функція має вигляд $z = h + x^n$, і конкретно $z = h + x^{1/3}$ (рис. 1, б) Проводимо розрахунки за методикою для перших трьох випадків.

$$S_{Oknd} = \int_0^l (h + x^{1/3}) dx.$$

Розв'язуючи даний інтеграл одержуємо:

$$S_{Oknd} = l(3l^{1/3}/4). \quad (14)$$

Площу S_{Okn} поверхні Okn приймаємо з формули (4).

Отже, площа $aknd$ дорівнює:

$$S_{aknd} = S_{Oknd} - S_{Okn} = lh + 3l^{4/3}/4 - h^2/2\operatorname{tg}\beta. \quad (15)$$

Сила, що діє на поверхню $aknd$:

$$F_{aknd} = k[lh + 3l^{4/3}/4 - h^2/2\operatorname{tg}\beta]. \quad (16)$$

Маємо: $x_C = \frac{\int xf(x)dx}{S}$ і $z_C = \frac{\int [f(x)]^2 dx}{2S}$. Визначаємо ці координати для нашого випадку для площини $aknd$.

$$x_C = \frac{\int_0^l xf(x)dx}{S_{aknb}} = \frac{\int_0^l x(h + x^{1/3})dx}{S_{aknb}}.$$

Розв'язуючи даний інтеграл і проводячи певні математичні перетворення, при цьому величиною dS_{oka} нехтуємо через її дуже мале значення, одержуємо абсцису точки C :

$$x_C = \frac{hl/2 + 3l^{4/3}/7}{h + 3l^{1/3}/4 - h^2/2l\text{tg}\beta}. \quad (17)$$

Аналогічно знаходимо ординату точки C :

$$z_C = \frac{\int_0^l [f(x)]^2 dx}{2S_{aknb}} = \frac{\int_0^l (h + x^{1/3})^2 dx}{2S_{aknb}}.$$

Розв'язуючи інтеграл, одержуємо:

$$z_C = \frac{h^2 + 3hl^{1/3}/2 + 3l^{2/3}/5}{2h + 3l^{1/3}/2 - h^2/l\text{tg}\beta}. \quad (18)$$

З формули (16) величина сили F (при таких самих значеннях як і в попередніх випадках) дорівнює $F_{aknd} \approx 6$ кН. Потужність на переміщення секції $N \approx 1,8$ кВт, що, як і у попередніх випадках, задовольняє умовам роботи.

Для п'ятого випадку слід розглянути стан ґрунту біля щоки сошника в більш широкому аспекті, тобто коли на поверхні ґрунту він описується функцією $y = c + x^n$ (при $0 < n < 1$) і конкретно для сошника $z_2 = h + x^{1/3}$ (лінія kn), а у дна – функцією $y = A \sin \omega x + \varphi_0$, і конкретно для сошника $z_1 = A \sin \omega x$ (лінія ad). Така крива лінія утворюється через наявність кривої поверхні безпосередньо у дна сошника через те, що при попередньому обробітку ґрунту на більшу глибину ніж глибина ходу сошника при садіння розсади, в ньому утворюються порожнини і грудки, і таким чином контакт з такою масою не відбувається по прямій лінії (рис. 1, в).

Якщо S – область, що знаходиться між кривими z_1 і z_2 , то

$$\iint_S f(x, z) dx dz = \int_a^b \int_{z_1(x)}^{z_2(x)} f(x, z) dx dz. \quad (19)$$

Зокрема маємо:

$$S_{aknd} = \iint_S f(x, z) dx dz = \int_0^l \int_{A \sin \omega x}^{h+x^{1/3}} dx dz = \int_0^l (h + x^{1/3} - A \sin \omega x) dx =$$

$$= h \int_0^l dx + \int_0^l x^{1/3} dx - A \int_0^l \sin \omega x dx. \quad (20)$$

Розв'язуючи інтеграл, одержуємо:

$$S_{aknd} = hl + 3l^{4/3}/4 - 2A \sin^2(\omega l/2)/\omega. \quad (21)$$

$$F = k[hl + 3l^{4/3}/4 - 2A \sin^2(\omega l/2)/\omega]. \quad (22)$$

Координати точки C визначаються аналогічно приведеним вище випадкам.

$$z_C = \frac{\iint_S f(x, z) x dx dz}{S_{aknd}} = \frac{\int_0^l \int_{A \sin \omega x}^{h+x^{1/3}} x dz dx}{S_{aknd}} = \frac{\int_0^l (xh + x^{4/3} - Ax \sin \omega x) dx}{S_{aknd}} =$$

$$= \frac{\omega h l^2 / 2A + 3\omega l^{7/3} / 7A - \sin \omega l / \omega + l \cos \omega l}{\omega h l / A + 3\omega l^{4/3} / 4A - 2 \sin^2(\omega l/2)}. \quad (23)$$

$$z_C = \frac{\iint_S f(x, z) z dx dz}{2S_{aknd}} = \frac{\int_0^l \int_{A \sin \omega x}^{h+x^{1/3}} z dz dx}{2S_{aknd}} =$$

$$= \frac{\frac{1}{2} \int_0^l (h^2 + 2hx^{1/3} + x^{2/3} - A^2 \sin^2 \omega x) dx}{2S_{aknd}} =$$

$$= \frac{h^2 l \omega / 2A + 3h \omega l^{4/3} / 4A + 3\omega l^{5/3} / 10A - A \omega l / 4 + A \sin 2\omega l / 8}{2\omega h l / A + 3\omega l^{4/3} / 2A - 4 \sin^2(\omega l/2)}. \quad (24)$$

З формули (22) величина сили F (при таких самих значення як і у попередніх випадках) дорівнює $F \approx 6$ кН і потужність $N \approx 1,8$ кВт, що задовольняє прийнятим умовам роботи.

Таким чином, маємо для різних функцій, що описують профіль поверхні ґрунту у щокі сошника, різні значення необхідної потужності на бокове переміщення сошника (для функції $z = ax^2 + bx + h$ маємо значення $N \approx 0,5$ кВт – найменше, а для функції $z = h + x^{1/3}$ і для двох сукупних функцій $z_1 = A \sin \omega x$ і $z_2 = h + x^{1/3}$, значення $N \approx 1,8$ кВт – найбільше) і всі ці значення задовольняють прийнятим умовам роботи.

Приведений розрахунок є основним для механізму пересування садильних секцій і відповідно для підбору оптимальних параметрів сошника і всієї розсадосадильної машини для роботи в різноманітних зовнішніх умовах.

Висновки. Наведений теоретичний аналіз роботи механізму пересування секцій дає можливість визначити величини та точки прикладання сил, що діють на щок сошника при його пересуванні в боковому напрямку в зануреному положенні на різних за механічним складом ґрунтах.

Наведена методика розрахунку є основою для подальших досліджень садильного апарату дискового типу, механізму пересування садильних секцій розсадосадильної машини для роботи в різноманітних зовнішніх умовах.

Література

1. Войтович В.В., Усенко М.В. Визначення сил, що діють на сошник садильної машини з пересувними секціями // Зб. наук. праць. Вип. 23. – Вінниця: ВДАУ, 2005. – С. 156-162.
2. Войтович В.В., Усенко М.В., Божидарник В.В. Розсадосадильна машина: Патент України № 12590. – 2006.
3. Войтович В.В., Усенко М.В., Божидарник В.В. Розсадосадильна машина: Патент України № 74989. – 2006.
4. Войтович В.В., Усенко М.В., Божидарник В.В. Розсадосадильна машина: Патент України № 77774. – 2007.
5. Захарченко В.Г. Обоснование технологии и машины с ленточным высаживающим аппаратом для посадки рассады овощных культур: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1984. – 24 с.
6. Ляннен Т.О. и др. Машина для посадки рассады: А.с. № 1326176 (СССР). –1987.
7. Нестяк В.С. Совершенствование технологического процесса рассадопосадочной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 1990. –19 с.
8. Скидан Ю.Ф. Исследование условий повышения рабочей скорости рассадопосадочных машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. –Алма-Ата, 1975. –29 с.
9. Чернышев В.В. и др. Машина для посадки на площадках склонов: А.с № 1242014 (СССР). –1986.
10. Чубарин М.И. Рассадопосадочные машины. –М.: Машиностроение, 1972. –209 с.

Рецензент д.т.н. проф. В.Ф. Дідух

РАСЧЕТ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ И ГЛУБИНЫ КОЛЕИ ПРИ КАЧЕНИИ ПО ПОЧВЕ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

Мобильные сельскохозяйственные машины передвигаются, в основном, на пневматических (эластичных) колесах, поэтому весьма важно исследовать качение таких колес по почве. Вопросы качения таких колес исследованы многими авторами [1, 3, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16], однако ряд вопросов остался невыясненным. Так, до сих пор недостаточно разработаны вопросы расчета силы сопротивления перекачиванию ведомого свободного колеса и глубины образующейся при этом колеи. Данным вопросам посвящается настоящая статья.

Схема катящегося по горизонтальной поверхности ведомого свободного колеса с гладким ободом и приложенные к нему силы представлены на рис. 1. Колесо давит на почву с силой G и движется под действием горизонтально направленной силы P , проходящей через центр C колеса. При вращении колесо преодолевает момент трения в его подшипнике, но из-за незначительности этого момента его можно не учитывать. Под действием сил G и P колесо углубилось в почву на глубину h_{II} , а шина деформировалась (сжалась) на величину h_K . Показанные на схеме линии контакта колеса с почвой AMB и BD построены по результатам проведенных ранее исследований многих авторов [3, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13].

Линия AMB контакта в передней части колеса, представляет собой дугу сложной формы. В этой зоне AMB имеет место одновременно и деформация шины, и деформация почвы. Исследование этого явления показало, что линия AMB по форме близка к форме дуги окружности большего радиуса, чем радиус пневматика. Центр этой окружности для свободного ведомого колеса находится в точке C_ϕ выше точки C . Таким образом, в зоне передней части колеса его взаимодействие с почвой происходит так, как будто на почву действует колесо большего радиуса. Радиус этот обозначим r_ϕ , он равен расстоянию $C_\phi A$, тогда как радиус пневматика r равен расстоянию CA .

Линия BD представляет собою прямую линию, находящуюся ниже поверхности почвы на расстоянии h_{II} . В зоне BD происходит

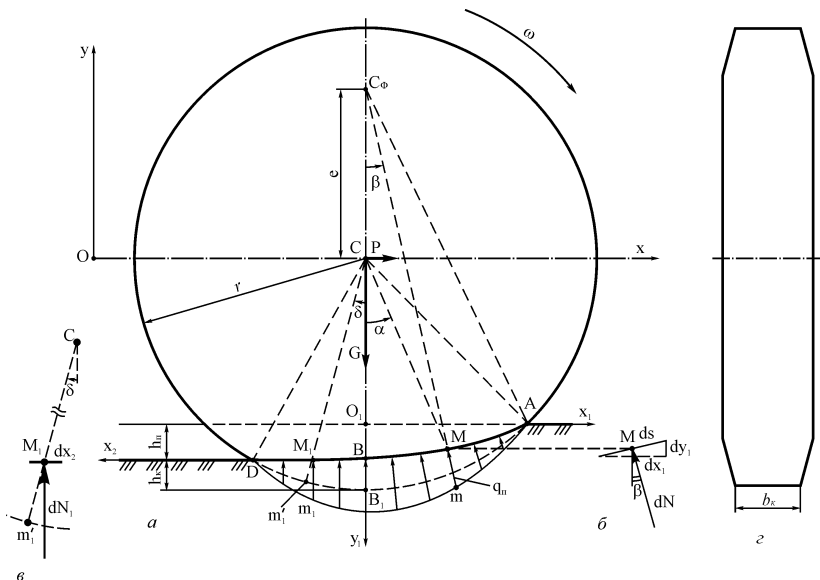


Рис. 1. Схема качения пневматического колеса по почве (а), схемы к определению сил реакции почвы (б) и (в), и вид сбоку на колесо (г)

восстановление формы эластичного колеса под действием сил упругости, колеса не увеличивается, силы, действующие на почву со стороны колеса, уменьшаются, в то время как в зоне AMB они возрастают. Ввиду этого, линия BD горизонтальна, если почва не проявляет своих упругих свойств сразу же после прохода колеса. Если же у почвы упругие свойства сильно выражены, то дно колеи сразу после прохода колеса поднимется вверх. Мы будем проводить расчет, считая, что почва является телом пластическим, значит дно колеи не поднимается вверх после прохода колеса.

Для определения необходимого значения силы P надо знать величины и направления сил реакции почвы на колесо. При небольшой глубине смятия почвы колесом считается [13], что имеет место линейная зависимость между давлением и деформацией почвы;

это подтверждается, в частности, характером диаграммы смятия почвы, получаемой с помощью твердомера. Ввиду этого давление q_{Π} почвы на колесо по величине принимается равным $c_{\Pi} \cdot \Delta_{\Pi}$, где c_{Π} – коэффициент объемного смятия почвы, измеряется в Н/м³; Δ_{Π} – глубина смятия почвы. Максимальная деформация почвы $\Delta_{\Pi max}$ представляет собой глубину колеи h_{Π} .

Давление колеса на почву q_K , принимая эластичное колесо за линейно-упругое тело, равно по величине: $q_K = c_K \cdot \Delta_K$, где c_K – коэффициент, характеризующий сопротивление шины деформации и устанавливаемый опытным путем (измеряется он в Па/м или в Н/м³), а Δ_K – деформация шины в радиальном направлении. Максимальная деформация шины $\Delta_{K max}$ представляет собой глубину h_K .

В соответствии с III законом Ньютона в любой точке поверхности контакта колеса с почвой давления q_{Π} и q_K равны. Из равенства $q_K = q_{\Pi}$ следует, что $c_K \cdot \Delta_K = c_{\Pi} \cdot \Delta_{\Pi}$ и $c_K \cdot h_K = c_{\Pi} \cdot h_{\Pi}$. Отсюда получаем следующие соотношения:

$$\frac{c_K}{c_{\Pi}} = \frac{h_{\Pi}}{h_K}; \quad h_{\Pi} = h_K \cdot \frac{c_K}{c_{\Pi}}. \quad (1)$$

Направление сил реакции почвы на колесо зависит от наличия скольжения обода колеса относительно почвы. Если нет скольжения, то давление будет направлено по нормали к поверхности контакта колеса с почвой. Если же есть скольжение, то направление сил реакции отклоняется от нормали на угол трения. Однако, как показывает опыт теоретического и экспериментального исследования работы колес сельскохозяйственных машин [13, 14], значительное скольжение бывает только при действии на колесо значительных по величине крутящих моментов (это могут быть движущие моменты или моменты сопротивления). В нашем же случае качения ведомого свободного колеса таких моментов нет. Учитывая это, а также с целью упрощения расчетов, будем считать, что силы реакции, которые обозначим N , направлены по нормали к поверхности касания (контакта) колеса и почвы.

Ранее проведенными исследованиями [11, 12] установлено, что кривая AMB контакта колеса с почвой описывается с учетом приведенных выше равенств следующим уравнением в полярной системе координат с началом в центре C колеса:

$$\rho = \left(r \left(1 + \frac{c_K}{c_{II}} \right) - h_K - h_{II} \right) / \left(\frac{c_K}{c_{II}} + \cos \alpha \right), \text{ где } \alpha - \text{ угол отклонения}$$

полярного радиуса $\rho = CM$ любой точки M кривой от вертикального радиуса CB_1 (здесь B_1 – нижняя точка вертикального диаметра до деформации колеса).

Это уравнение сложное для использования в дальнейших расчетах и требуется его упростить.

Упрощения уравнения можно добиться, если кривую AMB с переменным радиусом ρ заменить дугой фиктивной окружности с постоянным радиусом, выше обозначенным r_ϕ , а центр кривизны этой кривой расположить в точке C_ϕ на продолжении вертикальной линии B_1BC выше центра C на расстоянии e . Положение центра C_ϕ находится из равенства расстояния $C_\phi B$ расстоянию $C_\phi A$ ($C_\phi B = C_\phi A$). Из рис. 1 видно, что $C_\phi B = e + r - h_K$, а

$C_\phi A = \sqrt{(C_\phi O_1)^2 + (O_1 A)^2}$, где O_1 – точка пересечения вертикального диаметра колеса с поверхностью почвы. В свою очередь $C_\phi O_1 = e + r - h_K - h_{II}$, а $O_1 A = (r - h_K - h_{II}) \operatorname{tg} \alpha_A$, где α_A – угол отклонения радиуса CA от линии CO_1 . Равенство $C_\phi B = C_\phi A$ выразится в таком случае следующим образом:

$e + r - h_K = \sqrt{(e + r - h_K - h_{II})^2 + (r - h_K - h_{II})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_A}$. Возводя в квадрат левую и правую части равенства и решая это уравнение относительно e , можно получить: $e = (c_{II}/c_K)(r - (h_K/2))$. Тогда

$$\begin{aligned} r_\phi &\approx e + r - h_K = \frac{c_{II}}{c_K} \left(r - \frac{h_K}{2} \right) + r - h_K = \\ &= r \left(\frac{c_{II}}{c_K} + 1 \right) - h_{II} \frac{c_{II}}{c_K} \left(\frac{c_{II}}{2c_K} + 1 \right). \end{aligned} \quad (2)$$

Составим дифференциальные уравнения движения колеса, принимая следующие допущения: а) колесо представляет собой твердое тело с ободом, который может деформироваться и обладает упругостью; б) почва однородна по своему составу, не содержит включения различной твердости и обладает упругостью; в) свойства шины сопротивляться деформациям и восстанавливать свою форму одинаковы по всей окружности; г) шина деформируется, в основном, в

радиальном направлении, в тангенциальном же направлении сопротивление шины деформациям во много раз больше, чем в радиальном направлении, ввиду чего учитывать будем только деформацию в радиальном направлении; е) поверхность обода гладкая (без выпуклостей); ж) центр C является центром масс колеса; з) пренебрегаем расширением нижней части шины при нагружении, считаем, что ширина обода b_K (рис. 1, з) при нагружении не меняется, а площадь контакта колеса с почвой близка к прямоугольной.

Проведем неподвижную систему координат xOy с началом в точке O на уровне центра C колеса. Ось Ox направим по горизонтали через центр C в сторону движения, а ось Oy вверх. Тогда можно составить следующие дифференциальные уравнения движения колеса (используя уравнения плоскопараллельного движения твердого тела):

$$\left. \begin{aligned} M_K \cdot \ddot{x}_C &= P - \Sigma X_{i(AB)} - \Sigma X_{i(BD)}; \\ M_K \cdot \ddot{y}_C &= -G + \Sigma Y_{i(AB)} + \Sigma Y_{i(BD)}; \\ J_C \cdot \ddot{\psi} &= \Sigma M_{BD}^C - \Sigma M_{AB}^C, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где M_K – масса колеса; \ddot{x}_C , \ddot{y}_C – проекции ускорения центра C колеса на оси Ox и Oy ; $\Sigma X_{i(AB)}$, $\Sigma X_{i(BD)}$ – суммы проекций на ось Ox в зонах AB и BD сил реакции почвы на колесо; $\Sigma Y_{i(AB)}$, $\Sigma Y_{i(BD)}$ – суммы проекций на ось Oy в зонах AB и BD сил реакции почвы на колесо; J_C – момент инерции колеса относительно горизонтальной оси, проходящей через центр C перпендикулярно плоскости движения; ΣM_{BD}^C , ΣM_{AB}^C – суммарные моменты сил реакции почвы на колесо в зонах BD и AB относительно центра C ; ψ – угол поворота колеса, он отсчитывается в направлении действия момента сил ΣM_{BD}^C (на рис. 1, а по часовой стрелке); $\ddot{\psi}$ – угловое ускорение вращения колеса.

Суммы $\Sigma X_{i(AB)}$ и $\Sigma X_{i(BD)}$ проекций на ось Ox сил реакции почвы, которые обозначены N , равны соответственно интегралам $\int_0^{x_1A} dN_x$ и $\int_0^{x_2D} dN_x$, где dN_x проекция элементарной силы реакции почвы на горизонтальную ось (это может быть ось Ox , о

которой говорится выше, ось O_1x_1 или ось Bx_2 , о которой будет сказано ниже), x_{1A} – расстояние O_1A , а x_{2D} – расстояние BD . Сумма $\sum Y_{i(AB)}$ проекций на ось Oy сил N реакции почвы в зоне AB равна интегралу $\int_0^{x_{1A}} dN_y$, где dN_y – проекция элементарной силы реакции почвы на вертикальную ось Oy (или O_1y_1) в виде функции от расстояния x_1 ; сумма $\sum Y_{i(BD)}$ проекций на ось Oy (или O_1y_1) сил N реакций почвы в зоне BD равна интегралу $\int_0^{x_{2D}} dN_y$, где dN_y – проекция элементарной силы реакции почвы на вертикальную ось в виде функции от расстояния x_2 .

Центр колеса C движется вдоль оси x , поэтому скорость \dot{y}_C и ускорение \ddot{y}_C равны нулю. С учётом равенства $\ddot{y}_C = 0$ находим из второго уравнения (3):

$$\sum Y_{i(AB)} + \sum Y_{i(BD)} = G. \quad (4)$$

Значение углового ускорения $\ddot{\psi}$ зависит от характера движения машины. Если считать, что машина движется равномерно, то равномерно движется и центр колеса C , значит $v_C = const$; скорость v_C равна $\omega \cdot (CP_1)$ (здесь ω – угловая скорость колеса, а CP_1 – расстояние от центра C до мгновенного центра вращения, который обозначим P_1). При $\omega \cdot (CP_1) = const$ и $CP_1 = const$ угловая скорость ω также будет постоянной, тогда угловое ускорение $\ddot{\psi}$, равное $\frac{d\omega}{dt}$, будет равно нулю. При $\ddot{\psi} = 0$ из третьего уравнения (3) находим:

$$\sum M_{BD}^C = \sum M_{AB}^C, \quad (5)$$

т.е. при равномерном движении колеса данные моменты равны по величине и противоположно направлены.

На рис. 1, a точка P_1 не показана, но при отсутствии движущих моментов и моментов сопротивления она находится на вертикальной линии $C_\phi CBB_1$ в зоне возле точки B . Равенство $CP_1 = const$ принято из-за того, что при отсутствии у колеса колеблющихся по величине движущих моментов или моментов

сопротивления колесо это существенно не скользит относительно колеи [13], мгновенный центр вращения колеса находится возле точки B , а расстояние от точки C до точки P_1 мало меняется.

Равенство (5) показывает, что моменты относительно центра C сил реакций, действующих в зоне AB , должны быть равны моментам относительно того же центра C сил реакций, действующих в зоне BD .

Для определения силы P и глубины колеи h_{II} необходимо решить уравнение (4) и первое уравнение (3). Для этого обратимся к рис.1, a в нижней части которого показаны эпюры сил реакции почвы в зонах AB и BD , построенные в соответствии с вышеизложенными соображениями. Проведем систему координат $x_1O_1y_1$ с началом в точке O_1 . Ось x_1 направим по поверхности поля вправо, а ось y_1 направим вниз. В данной системе координат уравнение фиктивной окружности, проходящей через точки A , M и B будет:

$$y_1 = +h_{II} - r_{\phi} + \sqrt{r_{\phi}^2 - x_1^2}.$$

Из рис. 1, a видно, что y_1 представляет собой деформацию почвы в вертикальном направлении. Тогда с учетом изложенных выше данных $y_1 = \Delta_{II}$, а давление почвы q_{II} равно $c_{II} \cdot y_1 = c_{II} \left(h_{II} - r_{\phi} + \sqrt{r_{\phi}^2 - x_1^2} \right)$. Это давление q_{II} в точке M изображается на эпюре отрезком mM .

Выделим на дуге возле точки M (рис. 1, a) элемент дуги длиной ds и покажем действующую со стороны почвы на него элементарную силу dN . Это построение в увеличенном виде показано справа от точки M на рис. 1, b , на котором наряду с элементом ds построены бесконечно малые приращения координат dx_1 и dy_1 , а также угол β отклонения от вертикали нормали, по которой направлена сила dN . Сила dN равна $q_{II}b_K ds$, где b_K – ширина обода колеса (рис. 1, c), а проекция этой силы на вертикаль dN_y равна $dN \cos \beta = q_{II}b_K ds \cos \beta = q_{II}b_K dx_1$ (так как $ds \cos \beta = dx_1$). Таким образом, dN_y , равное $dN \cos \beta$, равно $c_{II}b_K \left(h_{II} - r_{\phi} + \sqrt{r_{\phi}^2 - x_1^2} \right) dx_1$.

Суммируя проекции элементарных сил dN на вертикаль по дуге от точки A до точки B , найдем сумму проекций сил $\Sigma Y_{i(AB)}$:

$$\Sigma Y_{i(AB)} = \int_0^{x_{1A}} b_K c_{II} \left(h_{II} - r_{\Phi} + \sqrt{r_{\Phi}^2 - x_1^2} \right) dx_1, \quad (6)$$

где x_{1A} – абсцисса точки A в системе координат $x_1 O_1 y_1$, а $h_{II} - r_{\Phi} + \sqrt{r_{\Phi}^2 - x_1^2} = y_1$.

Решить этот интеграл аналитически очень трудно, его надо упростить, освободившись от радикала. Если для этого воспользоваться формулой бинома Ньютона, разложить в ряд $\sqrt{r_{\Phi}^2 - x_1^2}$ и отбросить весьма малые величины, то получим для y_1 зависимость:

$$y_1 \approx h_{II} - \left(x_1^2 / (2r_{\Phi}) \right). \quad (7)$$

Вместо приведенного выше равенства $q_{II} = c_{II} \left(h_{II} - r_{\Phi} + \sqrt{r_{\Phi}^2 - x_1^2} \right)$ будет следующая зависимость

$$q_{II} \approx c_{II} \left(h_{II} - \left(x_1^2 / (2r_{\Phi}) \right) \right). \quad (8)$$

Верхний предел интегрирования в равенстве (6) x_{1A} находится из (7), если в него вместо y_1 подставить 0, а вместо x_1 подставить x_{1A} ; тогда получим $h_{II} - \left(x_{1A}^2 / (2r_{\Phi}) \right) = 0$, откуда

$$x_{1A} = \sqrt{2r_{\Phi} h_{II}}. \quad (9)$$

На основе изложенного получаем:

$$\Sigma Y_{i(AB)} \approx c_{II} b_K \int_0^{\sqrt{2r_{\Phi} h_{II}}} \left(h_{II} - \frac{x_1^2}{2r_{\Phi}} \right) dx_1 = \frac{2}{3} c_{II} b_K h_{II} \sqrt{2r_{\Phi} h_{II}}. \quad (10)$$

Следует отметить, что из-за конусной формы нижней части шины, примыкающей к ободу, ширина b_K увеличивается по мере углубления колеса в почву. Но при небольшой глубине колеи можно считать, что b_K не меняется.

В зоне BD давление q_{II} почвы на колесо убывает по мере его движения и определяется произведением $c_K \Delta_K$, где Δ_K – радиальная деформация обода. Деформация Δ_K в точке B равна h_K , а в точке D равна нулю. Между точками B и D радиальные деформации колеса представляют собой радиально направленные отрезки от поверхности обода колеса до прямой BD глубины колеи. Таков, например, радиально направленный отрезок $m'_1 M_1$ (рис. 1, a и b), изображающий

перемещение точки M_1 при деформации обода колеса. Давление q_K колеса на почву в точке M_1 в соответствии со сказанным равно: $q_K = c_K \Delta_K = c_K (m_1^1 M_1)$. Точка M_1 находится на радиусе Cm_1^1 , отклоненном от вертикали на угол δ (рис. 1, а и в).

Элементарная сила реакции почвы dN_1 в точке M_1 (рис. 1, в), равная dN_y , равна с учетом изложенного $q_K b_K ds$, где ds – длина элемента дна колеи в зоне возле точки M_1 . Так как дно колеи прямолинейное, то проводим ось Bx_2 по дну колеи влево с началом в точке B , тогда ds здесь равно dx_2 , а dN_1 равно $q_K b_K dx_2 = c_K b_K (m_1^1 M_1) dx_2$.

Точное определение деформации $m_1^1 M_1$ на участке дна колеи от точки B до точки D представляет значительную сложность. Чтобы не усложнять расчеты учтем, что эта деформация колеблется в небольших пределах. Учтем также, что при увеличении расстояния x_2 деформация $m_1^1 M_1$ уменьшается, и при $x_2 = 0$, $m_1^1 M_1$ равно h_K , а при $x_2 = x_{2D}$, где x_{2D} – абсцисса точки D , $m_1^1 M_1$ равно 0. Будем считать, что зависимость $m_1^1 M_1$ (то есть Δ_K) от x_2 линейная, показана она на рис. 2 штриховыми линиями, здесь B – начало оси Bx_2 , ось Δ_K направлена вниз, Δ_K , равная BB_1 , равна h_K . К данному случаю может быть применено известное из курса аналитической геометрии уравнение прямой в отрезках $\frac{x}{a} + \frac{y}{b} = 1$, где x – текущее значение абсциссы x_2 , y – текущее значение ординаты Δ_K , $a = x_{2D} = BD$, а

$b = BB_1 = h_K$. При таких условиях имеем: $\frac{x_2}{x_{2D}} + \frac{m_1^1 M_1}{h_K} \approx 1$. Откуда

$$m_1^1 M_1 \approx h_K (1 - (x_2/x_{2D})).$$

С учетом данного равенства $dN_1 = dN_y = c_K b_K (h_K - (h_K x_2/x_{2D})) dx_2$. Сила dN_1 в соответствии с приведенными выше данными, направлена по нормали к поверхности колеса, т.е. перпендикулярно BD . Как это видно из рис. 1, а, x_{2D} равно $\sqrt{r^2 - (r - h_K)^2} = \sqrt{2rh_K - h_K^2}$. При небольшой деформации

колеса $2rh_K \ll h_K^2$, поэтому будем считать, что $h_K^2 \rightarrow 0$ и $x_{2D} \approx \sqrt{2rh_K}$. С учетом равенств (1), согласно которым $h_K = h_{\Pi} c_{\Pi}/c_K$, находим:

$$x_{2D} \approx \sqrt{2rh_{\Pi} c_{\Pi}/c_K}.$$

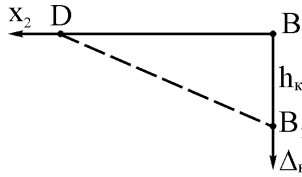


Рис. 2. Изображение зависимости деформации $\Delta_K = m_1^1 M_1$ от координаты x_2

Сумма проекций сил в зоне BD $\sum Y_{i(BD)}$ равна:

$$\begin{aligned} \sum Y_{i(BD)} &= \int_0^{x_{2D}} dN_1 = \int_0^{\sqrt{2rh_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K}}} c_K b_K h_K \left(1 - \frac{x_2}{\sqrt{2rh_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K}}} \right) dx_2 = \\ &= \frac{1}{2} c_K b_K h_K \sqrt{2rh_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K}}. \end{aligned} \quad (11)$$

Подставляя правые части равенств (10) и (11) с учетом (2) в равенство (4), получим уравнение

$$c_{\Pi} b_K h_{\Pi} \left\{ \frac{2}{3} \sqrt{2h_{\Pi} \left[r \left(\frac{c_{\Pi}}{c_K} + 1 \right) - h_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K} \left(\frac{c_{\Pi}}{2c_K} + 1 \right) \right]} + \frac{1}{2} \sqrt{2rh_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K}} \right\} = G. \quad (12)$$

Эта формула, полученная для пневматического колеса, справедлива и для жесткого колеса, у которого $c_K \rightarrow \infty$. При таком значении c_K отношение c_{Π}/c_K стремится к нулю и

$$\frac{2}{3} \sqrt{2h_{\Pi} \left[r \left(\frac{c_{\Pi}}{c_K} + 1 \right) - h_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K} \left(\frac{c_{\Pi}}{2c_K} + 1 \right) \right]} + \frac{1}{2} \sqrt{2rh_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K}} = \frac{2}{3} \sqrt{2h_{\Pi} r}. \quad \text{Тогда}$$

для жесткого колеса получаем из (12):

$G = c_{\Pi} b_K h_{\Pi} (2/3) \sqrt{2h_{\Pi} r} = (2/3) c_{\Pi} b_K h_{\Pi} \sqrt{h_{\Pi} (2r)}$. Так как $2r$ представляет собой диаметр колеса, который обозначим d_K , то в этом случае $G = (2/3) c_{\Pi} b_K h_{\Pi} \sqrt{d_K h_{\Pi}}$.

Мы получили для жесткого колеса ту же зависимость, которая приводится для жестких колес в учебной литературе по сельскохозяйственным машинам [6, с. 112]. Таким образом, формула в учебной литературе [6] – это частный случай выведенной нами зависимости (12) для эластичных колес.

Решением уравнения (12) относительно h_{Π} определяется зависимость глубины колеи от силы тяжести G и других параметров. Уравнение это сложное, но с помощью компьютера решается.

Для аналитического решения уравнения (12) упростим его без допущения существенной погрешности. Так, при небольшой глубине колеи выражение $r((c_{\Pi}/c_K)+1)$ в формуле (2) фиктивного радиуса r_{ϕ} и в равенстве (12) намного больше выражения $h_{\Pi}(c_{\Pi}/c_K)((c_{\Pi}/(2c_K))+1)$. При таких условиях можно пренебречь выражением $h_{\Pi}(c_{\Pi}/c_K)((c_{\Pi}/(2c_K))+1)$ и равенство (2) можно представить в виде $r_{\phi} \approx r((c_{\Pi}/c_K)+1)$, а равенство (12) будет иметь вид:

$$c_{\Pi} b_K h_{\Pi}^{3/2} r^{1/2} \left[\frac{2}{3} \sqrt{2 \left(\frac{c_{\Pi}}{c_K} + 1 \right)} + \frac{1}{2} \sqrt{2 \frac{c_{\Pi}}{c_K}} \right] = G. \quad (13)$$

Из (13) находим:

$$h_{\Pi} = \sqrt{\frac{G^2}{c_{\Pi}^2 b_K^2 r \left[\sqrt{9 \left(\frac{c_{\Pi}}{c_K} + 1 \right)} + \sqrt{\frac{c_{\Pi}}{2c_K}} \right]^2}}. \quad (14)$$

Такова выведенная аналитическим путем зависимость глубины колеи h_{Π} , образованной при качении по почве эластичного колеса, от влияющих факторов. Из формулы видно, что с ростом отношения $\frac{c_{\Pi}}{c_K}$ глубина колеи уменьшается. Глубина колеи уменьшается также при уменьшении силы G и увеличении параметров c_{Π} , b_K и r .

Формула (14) справедлива и для жесткого колеса, если в нее подставить вместо c_K бесконечность ∞ . В этом случае $c_{II}/\infty \rightarrow 0$ и h_{II} окажется равным $h_{II} = \sqrt[3]{9G^2/(8c_{II}^2 b_K^2 r)}$, что соответствует формуле, ранее выведенной для жесткого колеса [6, с. 112]. Следовательно, формула в литературе [6], ранее выведенная для жесткого колеса, является частным случаем выведенной нами зависимости (14) для эластичного колеса.

Из равенства (14) можно получить формулу для определения максимальной деформации пневматика h_K . Из (1) следует, что $h_K = h_{II} c_{II}/c_K$. Подставляя в эту формулу вместо h_{II} правую часть равенства (14), получим:

$$h_K = h_{II} \frac{c_{II}}{c_K} = \frac{c_{II}}{c_K} \sqrt[3]{\frac{G^2}{c_{II}^2 b_K^2 r \left[\sqrt{\frac{8}{9} \left(\frac{c_{II}}{c_K} + 1 \right)} + \sqrt{\frac{c_{II}}{2c_K}} \right]^2}}. \quad (15)$$

Зависимость (15) показывает, что деформация h_K уменьшается при уменьшении G и возрастании c_K , b_K и r .

Определим теперь силу P . Эта сила равна, если исходить из первого уравнения (3), $M_K \ddot{x}_C + \sum X_{i(AB)} + \sum X_{i(BD)}$. Но при $v_C = const$, $\ddot{x}_C = 0$, значит $M_K \ddot{x}_C = 0$. Сумма проекций сил реакций $\sum X_{i(BD)}$ также равна нулю, так как силы реакции почвы в зоне BD направлены по вертикали вверх и на ось Ox не проектируются. В итоге приходим к выводу, что

$$P = \sum X_{i(AB)}. \quad (16)$$

Как уже указывалось выше, в зоне AB давление q_{II} определяется по формуле (8), а элементарная сила реакции dN равна $b_K q_{II} ds$. Проекция dN_x силы dN на горизонталь (ось Ox) равна $dN \sin \beta$, т.е. равна $b_K q_{II} dy_1$, так как $ds \sin \beta = dy_1$. Таким образом, $dN \sin \beta$ с учетом (8) равно $b_K c_{II} \left(h_{II} - \left(x_1^2 / (2r_\phi) \right) \right) dy_1$. Дифференциал dy_1 на рис. 1, б отсчитывается вверх, а ось $O_1 y_1$ на рис. 1, а направлена вниз; ввиду этого dy_1 будет со знаком “-”. Этот $-dy_1$ находим дифференцированием формулы (7): $-dy_1 = -\left(2x_1 / (2r_\phi) \right) dx_1$. Тогда

$dy_1 = (x_1/r_\phi) dx_1$. Подставляя значение dy_1 в приведенную выше формулу, найдем:

$$dN_x = dN \sin \beta = b_K c_{II} \left(h_{II} - \left(x_1^2 / (2r_\phi) \right) \right) (x_1 / r_\phi) dx_1. \quad (17)$$

Сила P с учетом (6), (9), (16) и (17) равна

$$P = \int_0^{x_{1A}} dN \sin \beta = \int_0^{x_{1A}} b_K c_{II} \left(h_{II} - \frac{x_1^2}{2r_\phi} \right) dx_1 = \frac{1}{2} b_K c_{II} h_{II}^2. \quad (18)$$

Точно такая зависимость, как (18), получена для силы P при качении жесткого колеса. Эта формула приводится в учебной литературе по сельскохозяйственным машинам [6, с. 111].

Равенство (18) представляет собой зависимость движущей силы P колеса от параметров b_K , c_{II} и h_{II} . Подставляя в это равенство значение h_{II} , которое получается решением уравнения (12) с помощью компьютера, находим движущую силу колеса.

Для получения приближенной аналитической зависимости силы P от параметров колеса и показателей свойств почвы и эластичного колеса подставим в (18) значения h_{II} по (14). Тогда будем иметь:

$$P \approx \frac{1}{2} \sqrt[3]{G^4 / \left(b_K c_{II} r^2 \left[\sqrt{9 \left(\frac{c_{II}}{c_K} + 1 \right)} + \sqrt{\frac{c_{II}}{2c_K}} \right]^4 \right)}. \quad (19)$$

Из полученных зависимостей (18) и (19) видно, что сила P возрастает с увеличением глубины колеи, силы давления колеса на почву и показателя твердости обода колеса c_K ; уменьшается сила P также с ростом радиуса колеса r , ширины обода b_K и показателя твердости почвы c_{II} .

Выведенная формула (19) для определения силы P у эластичного колеса справедлива и для жесткого колеса, у которого $c_K \rightarrow \infty$. При таком значении c_K отношение c_{II}/c_K стремится к нулю

$$\text{и } \frac{1}{2} \sqrt[3]{G^4 / \left(b_K c_{II} r^2 \left[\sqrt{9 \left(\frac{c_{II}}{c_K} + 1 \right)} + \sqrt{\frac{c_{II}}{2c_K}} \right]^4 \right)} = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{2^2 \cdot 9^2 \cdot G^4}{8^2 \cdot b_K \cdot c_{II} \cdot (2r)^2}}. \text{ Так}$$

как $2r$ представляет собой диаметр колеса, который обозначим d_K , то после проведенных расчетов получаем: $P = 0,86 \sqrt[3]{G^4 / (b_K \cdot c_{II} \cdot d_K^2)}$. Мы получили известную формулу Грандвуане-Горячкина, приведенная в

той же учебной литературе, которая названа выше, т. е. формула $P = 0,86\sqrt[3]{G^4 / (b_K \cdot c_{\Pi} \cdot d_K^2)}$ является частным случаем выведенной выше зависимости (19) для эластичного колеса.

Представляет интерес рассмотреть соотношение между составляющими $\sum Y_{i(AB)}$ и $\sum Y_{i(BD)}$, которое показывает, какая часть силы тяжести G передается на почву по каждой из дуг AB и BD . Если с учетом равенств (10), (11), (12) и (2) составить отношения

$\frac{\sum Y_{i(AB)}}{G}$ и $\frac{\sum Y_{i(BD)}}{G}$, то получится, что

$$\frac{\sum Y_{i(AB)}}{G} = \frac{\frac{2}{3} \sqrt{2h_{\Pi} \left[r \left(\frac{c_{\Pi}}{c_K} + 1 \right) - h_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K} \left(\frac{c_{\Pi}}{2c_K} + 1 \right) \right]}}{\frac{2}{3} \sqrt{2h_{\Pi} \left[r \left(\frac{c_{\Pi}}{c_K} + 1 \right) - h_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K} \left(\frac{c_{\Pi}}{2c_K} + 1 \right) \right]} + \frac{1}{2} \sqrt{2rh_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K}}}, \quad (20)$$

а

$$\frac{\sum Y_{i(BD)}}{G} = \frac{\frac{1}{2} \sqrt{2rh_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K}}}{\frac{2}{3} \sqrt{2h_{\Pi} \left[r \left(\frac{c_{\Pi}}{c_K} + 1 \right) - h_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K} \left(\frac{c_{\Pi}}{2c_K} + 1 \right) \right]} + \frac{1}{2} \sqrt{2rh_{\Pi} \frac{c_{\Pi}}{c_K}}}. \quad (21)$$

Анализ этих равенств с учетом того, что отношение $\frac{c_{\Pi}}{c_K}$ может теоретически принимать значения от 0 до бесконечности, показывает, что на дугу AB может передаваться доля веса G от 0,95 до 0,65, а на дугу BD может передаваться доля веса G от 0,05 до 0,35.

Литература

1. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия, 1988. – 224 с.
2. Василенко П.М. К теории качения колеса со следом // Сельхозмашина. – 1950. – №9. – С. 11 – 15.
3. Водяник И.И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы). – М.: Агропромиздат, 1990. – 172 с.

4. Желиговский В.А. Элементы теории почвообрабатывающих машин и механической технологии сельскохозяйственных материалов. – Тбилиси: Груз. сельхозинститут, 1960. – 147 с.
5. Каипов А.И. К выбору пневматических шин для колес сельскохозяйственных машин // Сельхозмашина. – 1955. – №8. – С. 20 – 22.
6. Кленин Н.И., Сақун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Колос, 1980. – 671 с.
7. Маршак А.Л. О форме поверхности пневматический колес при контакте их с почвой // Сельхозмашина. – 1956. – №3. – С. 22 – 24.
8. Маршак А.Л. Соппротивление качению пневматических колес сельскохозяйственных машин // Сельхозмашина. – 1957. – №1. – С. 13 – 15.
9. Омелянов А.Е. О применении пневматических колес на сельскохозяйственных машинах // Сельхозмашина. – 1948. – №5. – С. 15 – 17.
10. Сиротюк В.Н. Взаимодействие пневматической шины низкого давления с дерниной // Науч. тр. Львовск. сельскохоз. ин-та, т. 84. – Львов: ЛСХИ, 1979. – С. 19-25.
11. Хайлис Г.А. К теории качения пневматического колеса // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1967. – №2. – С. 18-25.
12. Хайлис Г.А., Билецкий Д.Н., Колядынский Н.И., Назарук С.В. Анализ процесса качения пневматических колес по почве // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 8. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 320-331.
13. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: УСХА, 1992. – 240 с.
14. Хайлис Г.А., Гелич Л.А. Анализ процесса качения колеса с образованием колеи // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 10. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002. – С. 225-236.
15. Хайлис Г.А. Определение глубины колеи и силы сопротивления перекатыванию по почве свободного пневматического колеса // Достижения науки и техники АПК. – 2006. – №4. – С. 10-14.
16. 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.

Г.А. Хайліс, д.т.н., В.І. Волошин
Луцький державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МАШИНИ ДЛЯ РОЗПУШУВАННЯ СТРІЧКИ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ

У статті розглянуто взаємодію пальців розпушувача зі стеблами льняної трести і дано рекомендації для визначення показника кінематичного режиму машини.

Постановка проблеми. Під час збирання льону з розстилянням стеблової стрічки на льоновищі часто, у зв'язку з несприятливими погодними умовами, спостерігається явище присипання стебел до ґрунту, що ускладнює їх механізоване піднімання. Для відривання стебел від ґрунту та їх піднімання використовується розпушувач. Зважаючи на це важливо дослідити роботу цієї машини.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що робота подібних машин мало досліджена і багато питань залишилось поза увагою дослідників [1, 2, 3].

Мета дослідження – вивести рівняння руху кінців пальців розпушувача, отримати формулу для показника кінематичного режиму цієї машини, побудувати траєкторії руху кінців пальців і визначити необхідне значення показника кінематичного режиму.

Результати дослідження. Для аналізу роботи розпушувача розглянемо схему на рис. 1, на якій представлено основний робочий орган машини – диск з пальцями. Машина рухається вправо, а диск обертається навколо центра O проти руху годинникової стрілки з кутовою швидкістю ω . Кінець пальця B_0 заглиблений в ґрунт на глибину OB_0 , яку позначимо Δ_{IT} . Під час обертання диска палець разом з ним повернеться на деякий кут α , внаслідок чого кінець B_0 пальця перейде в положення B , а завдяки руху машини зі швидкістю v_m кінець пальця переміститься вздовж горизонталі на відстань BB' і перейде в положення B' . При $\omega = const$ кут α буде дорівнювати ωt , де t – час; шлях BB' рівний $v_m t$ (при $v_m = const$).

Виберемо плоску систему координат $xO'y$ з початком в точці O' , віссю $O'x$, яка напрямлена вздовж горизонталі (поверхні поля) в бік руху машини, і віссю $O'y$, яка напрямлена вгору. Як видно зі

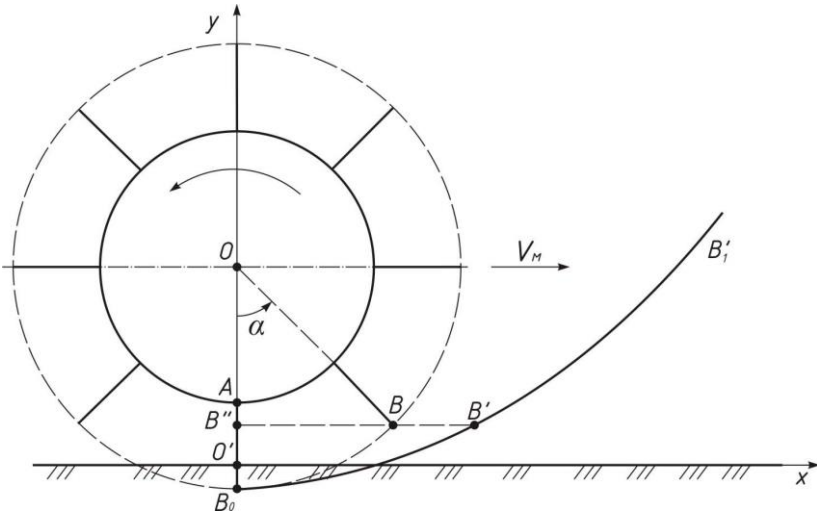


Рис. 1. Схема рухомого диска з пальцями, які призначені для відривання стебел від ґрунту та їх піднімання вгору

схеми, координати x і y точки B' , якщо радіус диска позначити r_0 , дорівнюють:

$$\left. \begin{aligned} x &= B''B + BB' = (r_0 + l_{II}) \cdot \sin \omega t + v_M t; \\ y &= O'B'' = r_0 + l_{II} - \Delta_{II} - (r_0 + l_{II}) \cdot \cos \omega t = \\ &= (r_0 + l_{II})(1 - \cos \omega t) - \Delta_{II}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де l_{II} – довжина пальця розпушувача.

Це рівняння циклоїди, тобто точки диска з пальцями описують у просторі циклоїду.

Позначимо відношення $\omega(r_0 + l_{II})/v_M$ буквою λ і назовемо його показником кінематичного режиму [2]. З урахуванням рівності

$$\lambda = \frac{\omega(r_0 + l_{II})}{v_M} \quad (2)$$

рівняння (1) набудуть вигляду:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{v_M \cdot \lambda}{\omega} \cdot \sin \omega t + v_M t; \\ y &= \frac{v_M \cdot \lambda}{\omega} (1 - \cos \omega t) - \Delta_{II}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Як видно з представлених рівнянь, за усіх інших рівних умов, чим більше λ , тим більше x і y . Це означає, що залежно від λ змінюється форма циклоїди. Так, при $\lambda < 1$ циклоїда буде вкороченою, при $\lambda = 1$ буде звичайна циклоїда, а при $\lambda > 1$ циклоїда буде видовженою. Види таких циклоїд за 0,8...1,5 обертів диска з пальцями представлені на рис. 2. Радіус зображених на цьому рисунку кіл рівний $r_0 + l_{II}$.

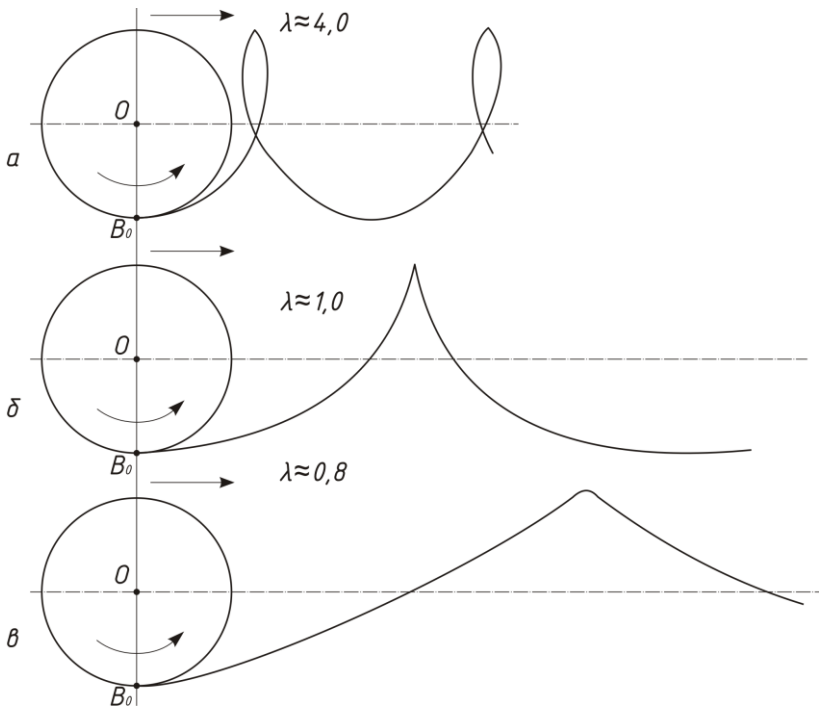


Рис. 2. Траєкторії руху кінця пальця розпушувача за період часу, що відповідає 0,8...1,5 обертам диска: а – $\lambda \approx 4,0$; б – $\lambda \approx 1,0$; в – $\lambda \approx 0,8$

Висновки. Аналізуючи ці криві з урахуванням того, що для зсуву стебла і його відриву від ґрунту пальцю потрібно більш тривалий час тиснути на стебло вправо, приходимо до висновку, що цю вимогу більшою мірою задовольняє режим роботи розпушувача при $\lambda < 1$. В цьому випадку, завдяки більш пологій формі дуги циклоїди, внизу шлях дії пальця на стебло буде більшим, чим при $\lambda = 1$ і $\lambda > 1$.

З іншого боку надто зменшувати λ не можна, оскільки зростає навантаження на пальці і можливе скупчення стебел внизу перед пальцями. Зважаючи на це, приймемо оптимальне значення λ , яке позначимо $[\lambda]$, в межах 0,8...0,9. Таким чином, з урахуванням (2)

відношення $\frac{\omega(r_d + l_{II})}{v_m}$ повинно бути в межах:

$$0,8 \leq \frac{\omega(r_d + l_{II})}{v_m} \leq 0,9. \quad (4)$$

З останньої формули визначається одна з величин ω , $r_d + l_{II}$ і v_m , якщо відомі інші дві величини.

Література

1. Луценко В.М. Ворошилка для лент // Лен и конопля. – 1987. – № 4. – С. 37 – 38.
2. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Колос, 1980. – С. 289 – 294.
3. Справочник льновода / М.М. Труш, И.П. Сергеев, А.Н. Марченков и др.: Сост. М.М. Труш и Ф.М. Карпунин. – Л.: Агрпромиздат, 1985. – С. 117 – 120.

Г.А. Хайлис, д.т.н., М.С. Драган, к.ф.-м.н., Н.О. Толстушко
Луцкий государственный технический университет

В.А. Шейченко, к.т.н.

Украинский научно-исследовательский институт прогнозирования и испытания техники и технологий для сельскохозяйственного производства им. Л. Погорелого

О СИЛАХ ИНЕРЦИИ ТОЧЕК КАТЯЩИХСЯ КОЛЕС

В статье приведены результаты исследования качения колес сельскохозяйственных машин по недеформируемому и деформируемому пути. Определены силы инерции точек катящихся колес.

Постановка проблемы. При качении по основанию колеса совершают сложное движение; во время этого движения их частицы приобретают ускорения, которые меняются с течением времени по величине и направлению. Благодаря наличию ускорений возникают силы инерции, также меняющиеся с течением времени. Этот вопрос имеет большое теоретическое и практическое значение.

Анализ последних исследований и публикаций свидетельствует о том, что подобные явления исследовались учеными [1], однако ряд вопросов остался невыясненным, особенно для случаев качения эластичных колес.

Цель исследования – проанализировать распределение сил инерции точек жесткого и пневматического колес при их качении по недеформируемому и деформируемому пути.

Результаты исследования. Сначала рассмотрим качение жесткого (недеформируемого) колеса по горизонтальному недеформируемому пути. На рис. 1 представлена схема этого явления.

Колесо радиуса r движется вправо, совершая плоскопараллельное движение, скорость V_C движения центра C колеса направлена горизонтально. Обозначим мгновенный центр вращения колеса P_1 , а нижнюю точку вертикального диаметра B . Проведем из точки B ось Bz_1 вниз и ось Bz_2 вверх, тогда точка P_1 отклонена от точки B на расстоянии z_1 , а расстояние P_1C равно $r+z_1$. При таком положении центра P_1 , какой показан на рис. 1, колесо катится со скольжением. Если центр P_1 совпадает с точкой B , то колесо катится без скольжения и буксования и $z_1=0$. Если же мгновенный центр вращения находится

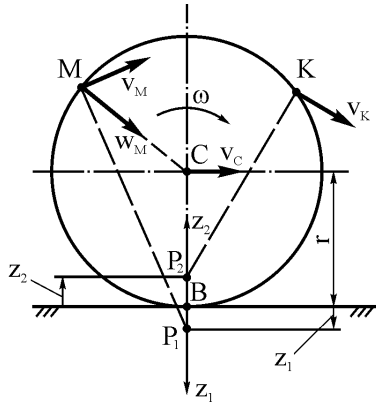


Рис. 1. Схема катящегося по горизонтальному пути колеса

между точками B и C (например, в точке P_2), то колесо катится с буксованием, расстояние BP_2 в этом случае отсчитывается от точки B вверх и равно z_2 . Из литературных источников [1, с. 35-42] известно, что отношение $\frac{z_1}{r+z_1}$ представляет собой коэффициент скольжения,

обозначим его ε_0 , а отношение $\frac{z_2}{r-z_2}$ представляет собой

коэффициент буксования, который обозначается η . Таким образом, при качении колеса со скольжением z_1 находится в следующих пределах: $0 < z_1 < \infty$. При качении с буксованием z_2 находится в пределах: $0 < z_2 \leq r$. Качение без скольжения и буксования будет при $z_1=0$ и $z_2=0$.

Из приведенных равенств следует, что при качении колеса со скольжением

$$z_1 = r \frac{\varepsilon_0}{1 - \varepsilon_0}, \quad (1)$$

а при качении с буксованием

$$z_2 = r \frac{\eta}{1 + \eta}. \quad (2)$$

Из обоих равенств следует, что при $\varepsilon_0 = 0$ и $\eta = 0$ $z_1=0$ и $z_2=0$.

Угловая скорость ω при качении колеса со скольжением равна:

$$\omega = \frac{V_C}{P_1C} = \frac{V_C}{r+z_1} = \frac{V_C}{r+r\frac{\varepsilon_0}{1-\varepsilon_0}} = \frac{V_C}{r}(1-\varepsilon_0). \quad (3)$$

При качении колеса с буксованием ω равна с учетом равенства (2):

$$\omega = \frac{V_C}{r-z_2} = \frac{V_C}{r-r\frac{\eta}{1+\eta}} = \frac{V_C}{r}(1+\eta). \quad (4)$$

При качении без скольжения и буксования ω равна:

$$\omega = \frac{V_C}{r}. \quad (5)$$

Как видно из формул (3), (4), и (5), угловая скорость катящегося со скольжением колеса тем больше, чем больше скорость V_C и меньше радиус колеса и коэффициент скольжения; при качении с буксованием угловая скорость колеса тем больше, чем больше скорость V_C и коэффициент буксования и меньше радиус колеса.

Зная угловую скорость ω , можно определить абсолютную скорость любой точки колеса как произведение угловой скорости на расстояние от мгновенного центра P_1 (или P_2) до рассматриваемой точки. Так, скорость V_M точки M (рис. 1) равна (при качении со скольжением):

$$V_M = \omega \cdot (P_1M) = \frac{V_C}{r} \cdot (P_1M) \cdot (1-\varepsilon_0), \quad (6)$$

где P_1M – расстояние от точки P_1 до точки M .

Направлена скорость V_M перпендикулярно расстоянию P_1M в сторону угловой скорости ω . На рис. 1 показана эта скорость.

При качении колеса с буксованием скорость V_K какой-либо точки K колеса, отстоящей от мгновенного центра P_2 на расстоянии P_2K , равна:

$$V_K = \omega \cdot (P_2K) = \frac{V_C}{r} \cdot (P_2K) \cdot (1+\eta). \quad (7)$$

Так определяются скорости точек колеса. Ускорения точек определяются, пользуясь законами теоретической механики по плоскопараллельному движению тел, заключающимися в том, что ускорение w_M любой точки M плоской фигуры (рис. 1) равно геометрической сумме ускорения какой-либо точки тела, принимаемой за полюс, и ускорения точки M в ее вращении вместе с телом вокруг этого полюса. Таким образом, если за полюс выбрать центр C колеса,

то его ускорение можно обозначить w_C , тогда $\bar{w}_M = \bar{w}_C + \bar{w}_{MC}$, где \bar{w}_{MC} – ускорение точки M при вращении вокруг полюса C . Так как при вращательном движении ускорение представляет собой сумму нормальной w^n и касательной w^t составляющих, то

$$\bar{w}_M = \bar{w}_C + \bar{w}_{MC}^n + \bar{w}_{MC}^t, \quad (8)$$

где \bar{w}_{MC}^n и \bar{w}_{MC}^t – нормальное и касательное составляющие ускорения точки M относительно точки C . Они равны по величине $(MC)\omega^2$ и $(MC)\varepsilon$, где MC – расстояние от точки M до точки C , а ε – угловое ускорение тела. Точка C движется прямолинейно, а вместе с машиной движется по полю, в основном, равномерно; в начале движения машины ускорение точки C положительно (ускоренное движение), а при остановке машины ускорение точки C отрицательно (замедленное движение). Так как преобладающий вид движения равномерное, то будем решать эту задачу для случая, когда $V_C = const$. При $V_C = const$, $w_C = 0$, а при $\varepsilon_0 = const$ и $\eta = const$ из (3), (4) и (5) с учетом равенства $V_C = const$ следует, что $\omega = const$. При $\omega = const$ угловое ускорение колеса ε , равное $d\omega/dt$, равно нулю. Так как $\varepsilon=0$ и $w_C=0$, то из (8) следует, что

$$w_M = w_{MC}^n = (MC)\omega^2, \quad (9)$$

где ω определяется по формулам (3), (4) и (5) в зависимости от характера движения колеса. Направлено это ускорение w_M по линии MC , т.е. от точки M к центру колеса C . Вектор этот построен на рис. 1.

Как видно из формулы (9), ускорение точки колеса тем больше, чем больше расстояние от точки, для которой рассчитывается ускорение, до центра колеса (в нашем конкретном примере это расстояние MC). Для точек, расположенных на ободке колеса, это расстояние равно радиусу колеса r , для точек на диске и ступице колеса это расстояние меньше r . При малых значениях r меньше будет и ускорение точки колеса. На рис. 2 в качестве примера показаны ускорения точек L , K и N колеса, отстоящих от центра C на разных расстояниях; мы видим, что чем меньше данное расстояние, тем меньше и ускорение.

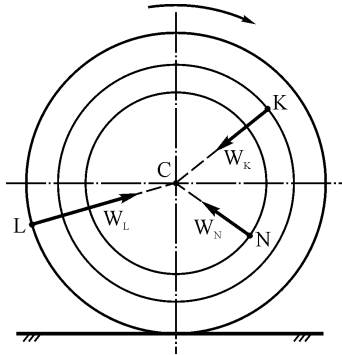


Рис. 2. Ускорение точек L , K и N равномерно катящегося колеса

С учетом изложенного на рис. 3, *а* построена эпюра ускорений точек обода колеса при его равномерном движении по горизонтали, а на рис. 3, *б* построена эпюра ускорений точек диска колеса, расположенных посередине между его центром и ободом. Точки, для которых построены их ускорения, обозначены 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12.

При наличии ускорений у материальных точек возникают силы инерции. Сила инерции материальной точки (частицы), как известно, равна произведению массы точки (частицы) на её ускорение и направлено противоположно ускорению, т.е.

$$\vec{P}_u = -m_i \vec{w}_i, \quad (10)$$

где \vec{P}_u – сила инерции, m_i – масса i -ой точки, \vec{w}_i – её ускорение.

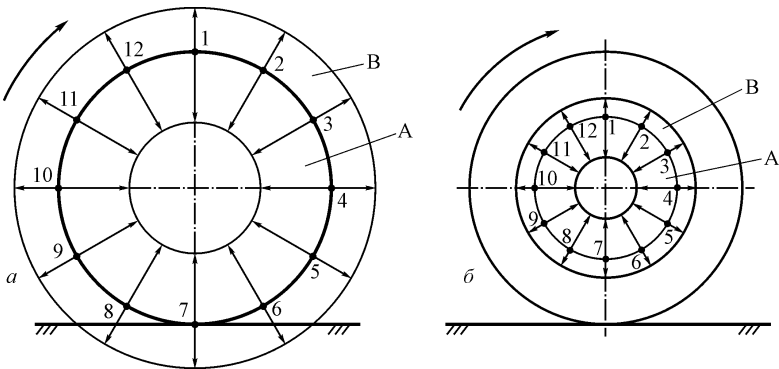


Рис. 3. Эпюры ускорений (А) и сил инерции (В) точек колеса на его ободу (*а*) и в середине диска (*б*): 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12 – номера точек

Модуль ускорения w_i равен для любой точки M колеса, как уже указывалось, $(MC)\omega^2$. Ввиду этого сила инерции тем больше, чем больше масса точки (частицы) и расстояние от этой точки до центра колеса.

На упомянутых выше рисунках 3, a и b построены помимо эпюры ускорений и эпюры сил инерции точек обода и точек середины диска колеса при условии, что массы точек равны (т.е. имеется равномерное распределение массы по обеим окружностям). При таких направлениях силы инерции противоположно расположенных относительно центра колеса точек взаимно уравниваются.

Если же имеет место неравномерное распределение масс по окружностям диска и обода, то силы инерции, направленные в противоположные стороны, полностью уравниваться не будут, при этом создастся результирующая сила инерции, которая будет давить на центр (ось) колеса то вверх, то вниз, то в сторону, что вызовет колебания и вибрации в колесной системе.

Пусть теперь жесткое колесо катится по горизонтальному деформируемому пути (например, по почве). Схема этого явления показана на рис. 4. Колесо движется вправо со скоростью V_C его центра, при этом из-за деформации пути (почвы) образуется колея определенной глубины, а в передней нижней части колесо охватывается почвой. И для этого случая остаются в силе закономерности, установленные для жесткого колеса, которое перекачивается по недеформируемому пути, т.е. эпюры ускорений и сил инерции будут иметь такой же вид, как на рис. 2 и 3.

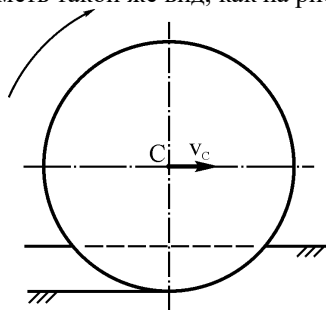


Рис. 4. Схема качения жесткого колеса по деформируемому пути

При качении пневматического колеса по недеформируемому пути (рис. 5) нижняя часть колеса деформируется и расстояния от нижних его точек до центра становятся меньше расстояний от верхних точек колеса до центра. Вследствие этого силы инерции верхних частиц колеса больше сил инерции нижних частиц и оказываются

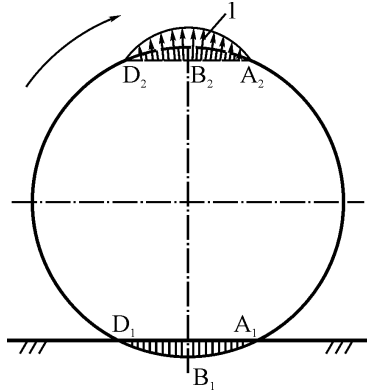


Рис. 5. Схема качения пневматического колеса по недеформируемому пути: $A_1B_1D_1$ – зона деформации пневматика; $A_2B_2D_2$ – зона возникновения неуравновешенных сил инерции; 1 – эпюра неуравновешенных сил инерции точек колеса

неуравновешенными даже при равномерном распределении масс по окружности колеса; указанные неуравновешенные силы инерции будут давить на ось колеса вверх. Если пневматическое колесо катится по почве и при этом из-за деформации почвы образуется колея, а колесо также деформируется (рис. 6), то в зоне деформации колеса

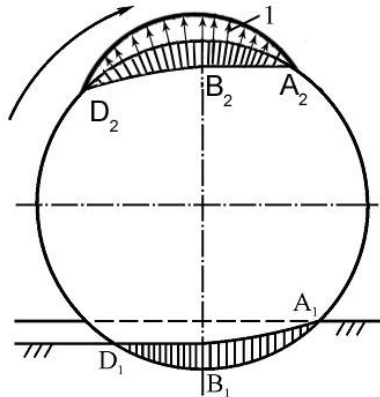


Рис. 6. Схема качения пневматического колеса по деформируемому пути: $A_1B_1D_1$ – зона деформации пневматика; $A_2B_2D_2$ – зона возникновения неуравновешенных сил инерции; 1 – эпюра неуравновешенных сил инерции точек колеса

из-за уменьшения расстояний его точек до центра (оси) колеса, силы инерции будут меньше, чем в верхней его зоне; ввиду этого силы инерции точек колеса в данной зоне не уравновешиваются даже при равномерном распределении масс в колесе и ось колеса будет испытывать давление вверх. Следует отметить, что построенные на рис. 5 и 6 эпюры характеризуют качественно (а не количественно) неуравновешенные силы инерции колеса; в то же время эпюры достаточно точно характеризуют сущность явления.

При неравномерном распределении масс точек колеса из-за действия неуравновешенных сил инерции катящееся колесо будет колебаться и вибрировать. Ввиду этого колесо необходимо статически уравновешивать. Для пневматических колес это позволит лишь частично уравновесить силы инерции.

Литература

1. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 232 с.

УДК 631.363.28

Г.А. Хайлис, д.т.н.

Луцкий государственный технический университет

В.Ф. Кузьменко, к.т.н.

Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства» УААН

Н.О. Толстушко

Луцкий государственный технический университет

О СОПРОТИВЛЕНИИ ПЕРЕМЕЩЕНИЮ РАСТЕНИЙ В НАКЛОННОМ ТРУБОПРОВОДЕ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ

В статье проанализировано перемещение растений в наклонном трубопроводе переменного сечения и определено сопротивление перемещению растительной массы.

Постановка проблемы. В технологических процессах заготовки сена, сенажа и силоса основными операциями являются резание и транспортирование растительной массы. В связи с тем, что у высушенной растительной массы листья от стеблей при любом механическом воздействии на них легко отделяются и распыливаются, погружать их с использованием пневмобросальных устройств

нецелесообразно, так как при этом теряется до 20% питательности корма. Альтернативой пневмобросальному способу погрузки является погрузка массы методом проталкивания ее по каналу. В этом случае листья, отделяясь от стеблей, не отделяются от всей массы и остаются в ней. Питательность корма в таком случае не теряется. При движении по каналам, последние оказывают сопротивление растительной массе. При этом следует учитывать, что сопротивление может возникнуть не только из-за размеров и значительного угла подъема канала, но и из-за его изогнутости, изменения его внутреннего сечения и его конфигурации.

Анализ последних исследований и публикаций свидетельствует о том, что указанные вопросы ранее [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7] мало исследованы. Этим вопросам посвящается настоящая статья.

Цель исследования – определить сопротивление перемещению растительной массы в наклонном трубопроводе переменного сечения.

Результаты исследования. На рис. 1 представлена схема наклонного канала переменного сечения для транспортировки скошенной травы. Растительная масса поступает в горловину A_0ABB_0

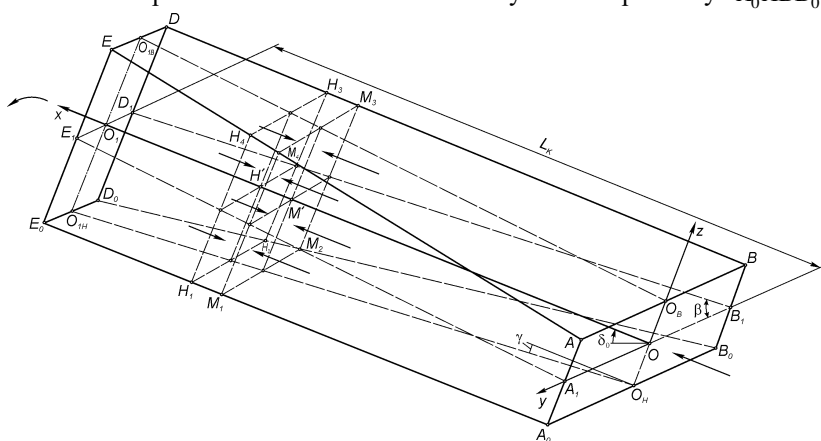


Рис. 1. Схема наклонного трубопровода с каналом переменного сечения

прямоугольного сечения с основанием A_0B_0 и высотой A_0A , которая меньше основания, после чего прессующим устройством продвигается влево и вверх по каналу с сечениями также в виде прямоугольника, но ширина и высота сечений меняются по длине канала так, что

основание прямоугольника уменьшается, а его высота растет. К выходу из канала его сечение E_0EDD_0 также имеет вид прямоугольника, но с шириной E_0D_0 , которая равна высоте A_0A . Таким образом, канал образован из четырех плоскостей $ABDE$, A_0AEE_0 , $A_0B_0D_0E_0$ и B_0BDD_0 , причем плоскость $ABDE$ равна плоскости $A_0B_0D_0E_0$, а плоскость A_0AEE_0 равна плоскости B_0BDD_0 .

Обозначим ширину A_0B_0 прямоугольника A_0ABB_0 входной части канала через a_0 , а высоту A_0A прямоугольника через h_0 . В соответствии со сказанным прямоугольник выходной части канала будет иметь ширину $ED = E_0D_0 = a_K = h_0$, а высота этого прямоугольника E_0E , равная D_0D , будет равна a_0 . Длину канала по его оси обозначим L_K .

Угол между плоскостями A_0ABB_0 и B_0BDD_0 обозначим β , а угол между плоскостями $A_1B_1D_1E_1$ и $A_0B_0D_0E_0$ обозначим γ .

Нетрудно видеть, что $\beta < \frac{\pi}{2}$ и $\gamma < \frac{\pi}{2}$. Ось $OMHO_1$ канала представляет собой геометрическое место центров сечений канала в поперечных плоскостях. Угол наклона этой оси к горизонту обозначим δ_0 . Таким образом, $a_0 = AB = A_0B_0 = E_0E = D_0D$, а $h_0 = A_0A = B_0B = E_0D_0 = ED$. Площадь F_1 сечения канала во входной части ($F_1 = a_0 \cdot h_0$) такая же, как площадь F_2 сечения канала в выходной части ($F_2 = h_0 \cdot a_0$). В середине канала сечение имеет основание $\left(\frac{a_0}{2} + \frac{h_0}{2}\right)$ и высоту $\left(\frac{a_0}{2} + \frac{h_0}{2}\right)$, т.е. это сечение

представляет собой квадрат; его площадь будет $\left(\frac{a_0}{2} + \frac{h_0}{2}\right)^2$.

Тангенс угла β будет:

$$\operatorname{tg} \beta = 2L_K / (a_0 - h_0). \quad (1)$$

Тангенс угла γ равен:

$$\operatorname{tg} \gamma = (a_0 - h_0) / 2L_K. \quad (2)$$

Анализ принудительного движения растительной массы по каналу влево и вверх проведем при допущении, что транспортируемая

растительная масса является однородной сыпучей средой с некоторой сцепленностью.

Рассмотрим сначала, какой характер деформации растений будет иметь место при принудительном их перемещении в канале под действием сил давления растений, поступивших в канал позднее и движущихся в направлении к выходу.

При перемещении растений их начальная форма в канале будет прямоугольной с шириной по горизонтали a_0 и высотой h_0 . В процессе перемещения ширина объема растений уменьшается (становится меньше a_0), а высота возрастает (становится больше h_0). Пусть после прохождения некоторого пути x ширина a_0 уменьшилась до a_x , а высота h_0 возросла до h_x . Мы видим, что на этом пути x материал сжимается перпендикулярно плоскости xOz (параллельно оси Oy) и расширяется благодаря боковому распылу перпендикулярно плоскости xOy (т. е. параллельно оси Oz). Значит, сжатие параллельно оси Oy можно считать продольной деформацией, а расширение материала параллельно оси Oz можно считать поперечной деформацией. Кроме этих деформаций сжатия и расширения растения сжимаются и вдоль оси x , но это сжатие (уплотнение) имеет место вследствие их транспортирования. Будем считать, что во время этого уплотнения растения сжимаются в гораздо меньшей степени, чем сжатие параллельно оси Oy , т. е. основное сжатие – это деформация под действием суживающихся плоскостей A_0AEE_0 и B_0BDD_0 .

Для этого случая определим на основе положений механики сплошной среды [3, 4] относительное продольное сжатие ε_{np} и относительное поперечное расширение ε_n растений. На рис. 2 представлена схема сжатия материала под действием сил P в одном направлении (вдоль оси y) и его расширения вдоль оси z . До деформации материал имел очертание $A_1B_1C_1D_1$, а после деформации очертание его станет $A_2B_2C_2D_2$; при этом длина l материала стала короче на Δ_1 , а его ширина b_1 увеличилась и стала b_2 . Показатели ε_{np} и ε_n будут равны:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{np} &= \Delta_1/l; \\ \varepsilon_n &= (b_2 - b_1)/b_1. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

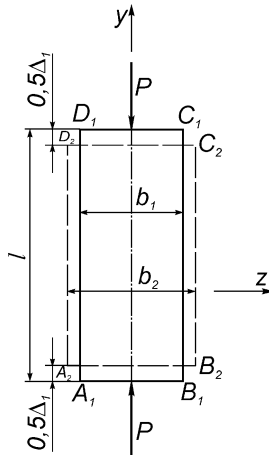


Рис. 2. Схема к определению относительных деформаций материала при сжатии

Экспериментально установлено [3, 4], что между приведенными показателями имеется следующая зависимость:

$$\varepsilon_n = \mu_n \cdot \varepsilon_{np}, \quad (4)$$

где μ_n – коэффициент пропорциональности (безразмерная величина), называемый коэффициентом Пуассона. Он может находиться в пределах от 0 до 0,5.

Из второго равенства (3) следует, что ширина b_2 равна:

$$b_2 = b_1(1 + \varepsilon_n). \quad (5)$$

Если сюда подставить значение ε_n по (4), то

$$b_2 = b_1(1 + \mu_n \cdot \varepsilon_{np}). \quad (6)$$

Определим теперь, как изменяются относительное сжатие ε_{np} растений под действием сужающихся плоскостей $A_o A E E_o$ и $B_o B D D_o$. Проекция этих плоскостей на плоскость xOy показаны на рис. 3, а. Это линии $A_1 E_1$ и $B_1 D_1$, а линия OO_1 представляет собой ось Ox . Выделим какое то сечение $H'H''$ канала на расстоянии x от точки O .

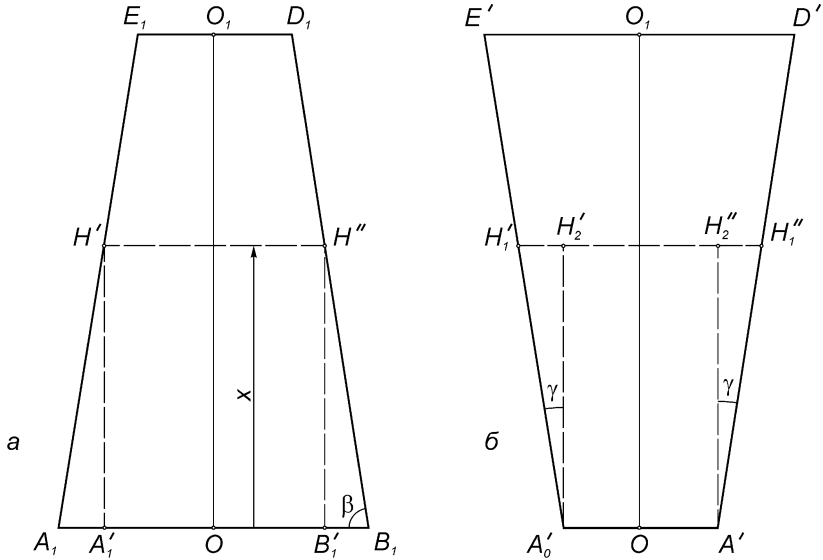


Рис. 3. Проекция плоскости $ABDE$ на плоскость xOy (а) и проекция плоскости A_0AEE_0 на плоскость xOz (б)

В этом сечении материал за путь x укорачивается на расстояние $A_1B_1 - H'H'' = A_1A'_1 + B'_1B_1$. Так как $A_1B_1 = a_0$, $A_1A'_1 = B'_1B_1 = xctg\beta$, а Q_τ в соответствии с первой формулой (3) равно $\frac{A_1A'_1 + B'_1B_1}{A_1B_1}$, то

$$\varepsilon_{np} = \frac{2x \cdot ctg\beta}{a_0}. \quad (7)$$

С учетом равенства (1) можно получить следующую зависимость:

$$\varepsilon_{np} = \frac{x(a_0 - h_0)}{a_0 L_K}. \quad (8)$$

При таком продольном сжатии (т. е. при сжатии, которое, как уже указывалось, имеет место в направлении, перпендикулярном оси x) происходит расширение материала в поперечном направлении, т. е. параллельно оси z , в соответствии с равенством (4). Если учитывать конструктивные особенности и возможности канала, то это расширение теоретически может иметь место без соприкосновения материала с верхней стенкой $ABDE$ и дном $A_0B_0D_0E_0$ канала (если

верхняя стенка и днище удалены друг от друга на большом расстоянии). Таким образом, в данном случае имеем два показателя поперечной деформации материала: один за счет свойств материала, обозначим его ε_{nc} , а другой – за счет конструктивных особенностей канала (или его возможностей), обозначим его $\varepsilon_{нк}$.

Показатель ε_{nc} в соответствии с равенством (4) будет равен $\mu_n \varepsilon_{np}$. С учетом (7) получим:

$$\varepsilon_{nc} = \frac{2x\mu_n \operatorname{ctg} \beta}{a_0}, \quad (9)$$

а с учетом формулы (8) находим:

$$\varepsilon_{nc} = \frac{x\mu_n (a_0 - h_0)}{a_0 L_K} \quad (10)$$

Эти формулы отличаются друг от друга тем, что в одной фигурирует β , а в другой – L_K .

Для определения показателя $\varepsilon_{нк}$ обратимся к рис. 3, б, на котором представлена проекция $OA'H_1''D'O_1E'H_1'A_0'$ боковой (вид слева) плоскости A_0AEE_0 на продольную вертикальную плоскость xOz . Мы видим, что в сечении $H_1'H_1''$ на расстоянии x от начала координат O материал может расширяться до ширины $H_1'H_1''$, равной $H_1'H_2' + A_0'A' + H_2''H_1''$. В этой сумме $A_0'A' = A_0A = h_0$, а $H_1'H_2' = H_2''H_1'' = x \operatorname{tg} \gamma$. В соответствии с второй формулой (3) показатель $\varepsilon_{нк}$ равен $\frac{H_1'H_1'' - A_0'A'}{A_0'A'}$ или $\frac{2(H_1'H_2')}{A_0'A'}$. На основе приведенных равенств получаем:

$$\varepsilon_{нк} = 2x \operatorname{tg} \gamma / h_0, \quad (11)$$

а с учетом равенства (2) находим:

$$\varepsilon_{нк} = \frac{x(a_0 - h_0)}{h_0 L_K}. \quad (12)$$

Мы получили формулы (9), (10), (11) и (12) для определения относительного поперечного расширения, из них по формулам (9) и (10) определяется относительное поперечное расширение, исходя из свойств материала расширяться перпендикулярно направлению его сжатия, а по формулам (11) и (12) определяется относительное поперечное расширение, исходя из тех размеров канала, в направлении

которых происходит расширение; эти размеры – это расстояния от верхней стенки канала и дна до плоскости xOy . Очевидно, если

$$\varepsilon_{nc} > \varepsilon_{нк}, \quad (13)$$

то материал при расширении касается верхней стенки канала и его дна, которые воспринимают давление, возникающее при расширении материала. Если

$$\varepsilon_{nc} = \varepsilon_{нк}, \quad (14)$$

то материал при расширении касается верхней стенки и дна канала, но почти не давит на них. Если же

$$\varepsilon_{nc} < \varepsilon_{нк}, \quad (15)$$

то материал при расширении не касается верхней стенки и дна и свободно висит в воздухе в канале благодаря своей сцепленности с основной частью материала.

Выведем зависимость между параметрами канала и коэффициентом Пуассона, при которых материал во время расширения не касается верхней стенки и дна. Для этого подставим в неравенство (15) значения ε_{nc} и $\varepsilon_{нк}$ по (9) и (11). Тогда получим:

$$\frac{2x\mu_n \operatorname{ctg} \beta}{a_0} < \frac{2xtg \gamma}{h_0},$$

откуда

$$\frac{a_0}{h_0} > \mu_n \frac{\operatorname{ctg} \beta}{tg \gamma}. \quad (16)$$

Из формул (1) и (2) следует, что $\operatorname{ctg} \beta = tg \gamma$. Тогда условие перемещения растений без касания верхней стенки и дна выражается следующим образом:

$$\frac{a_0}{h_0} > \mu_n. \quad (17)$$

Такое же неравенство получается, если в (15) подставить значения ε_{nc} и $\varepsilon_{нк}$ по (10) и (12), а также, если использовать для расчетов равенство (6).

При $\frac{a_0}{h_0} = \mu_n$ растения касаются дна и верхней стенки канала. Ввиду этого надо, чтобы a_0/h_0 было равно $k_C \mu_n$, где k_C – коэффициент, который больше 1 и равен 2,5...4,0; введение в расчет такого коэффициента увеличивает надежность того, что при транспортировании растения не коснутся верхней стенки и дна и не будет дополнительных затрат энергии на преодоление трения растений

по верхней стенке и днищу. Таким образом, соотношение между параметрами a_0 и h_0 должно быть следующее:

$$a_0 = k_c h_0 \mu_n. \quad (18)$$

Расчеты в соответствии с неравенством (15) необходимы для обеспечения транспортирования растений без касания с верхней стенкой и днищем канала; такое транспортирование происходит, как уже указывалось, при меньших потерях на трение в канале. Но кроме этого, принятие таких допущений (условий) облегчает расчет процесса транспортирования растений, который и так оказался слишком сложным и громоздким, так как явление это весьма сложное.

Используем изложенное для расчета силы, необходимой для проталкивания растительной массы через канал, начиная от сечения A_0ABB_0 , до сечения E_0EDD_0 , причем эта толкающая сила действует по стрелке перпендикулярно сечению A_0ABB_0 (рис. 1).

Расчет проводится при следующих допущениях:

а) материал движется слоями прямоугольного сечения, сориентированными параллельно плоскости A_0ABB_0 ;

б) из-за того, что материал не касается верхней стенки и днища, трение на этих поверхностях отсутствует;

в) материал зажат боковыми стенками A_0AEE_0 и B_0BDD_0 ; здесь имеет место боковой распор;

г) из-за сложности явления отдельно рассчитывается сила необходимая для преодоления сопротивлений при сжатии растений и трении о боковые стенки канала, и отдельно рассчитывается сила, необходимая для преодоления силы тяжести растительной массы.

Трубопровод работает по принципу проталкивания впереди находящихся растений сзади идущими растениями. При этом, чем ближе растения к выходу из канала, тем легче они выходят из канала, значит, тем меньше давление на растения. Чем меньше сила давления на растения в канале, тем меньше плотность растений. Наибольшая плотность растений будет в приемной зоне (сечение A_0ABB_0), затем по мере движения материала к выходу из канала плотность несколько падает.

В момент транспортирования растений под действием движущегося поршня преодолеваются сопротивления, о которых говорится выше. Чем ближе к поршню расположен слой растений, тем больше сопротивление преодолевает этот слой. Ввиду этого и с учетом выше изложенных соображений можно считать, что у выходящего из трубопровода слоя растений плотность близка к плотности свободно

находящейся группы растений после надавливания на нее грузом и снятия груза.

Плотность ρ_0 материала у выхода из канала определяется, если знать производительность Q_T трубопровода, площадь сечения его канала F и среднюю скорость v_{pm} перемещения материала в канале. В этом случае:

$$\rho_0 = Q_T / (3600 \cdot F \cdot v_{pm}), \quad (19)$$

где Q_T измеряется в кг/ч, F измеряется в m^2 ; а v_{pm} – в м/с. Цифра 3600 применена для перевода часа в секунды.

Приближенно скорость v_{pm} равна средней скорости движения поршня, т. е. s_n/t_0 , где s_n – ход поршня в м, а t_0 – время полного оборота вала механизма привода поршня в с, оно равно $\square \frac{2\pi}{\omega}$, здесь ω – угловая скорость вращения вала механизма. С учетом изложенного получаем:

$$\rho_0 \approx \frac{2\pi Q_T}{3600 \cdot F \cdot s_n \cdot \omega}. \quad (20)$$

При сжатии растений их плотность ρ согласно опытным данным, полученным при уплотнении и сжатии растительной массы [1, 4] меняется в зависимости от действующего на растения давления q , создаваемого движущимся в камере поршнем, в соответствии с диаграммой, представленной на рис. 4, а. С ростом давления растет по кривой AB и плотность, начиная от начальной плотности ρ_0 , о которой выше говорится и при которой растения уплотняются под действием собственного веса, т. е. без дополнительного давления на них. В некоторой точке B кривой, где заканчивается рост давления и начинается движение поршня обратно, начинается разгрузка (расширение) материалов под действием сил упругости. Так как растительная масса не является вполне упругим материалом, то разгрузка имеет место не по кривой BA , а по кривой типа BD . Заканчивается разгрузка в точке D , при плотности ρ'_0 , которая больше ρ_0 . Если бы сжатие растений закончилось в какой-либо точке B_1 (рис. 4, а), то разгрузка пошла бы по кривой B_1D_1 и получилась бы остаточная плотность ρ'_{01} .

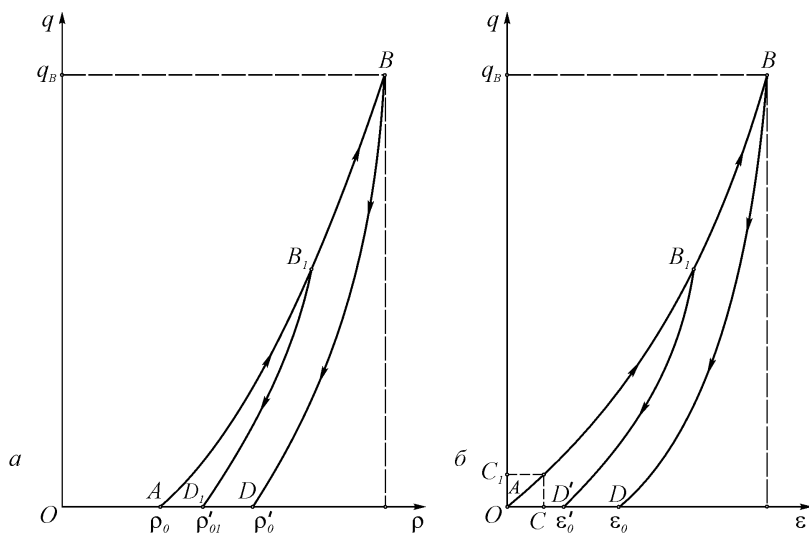


Рис. 4. Опытные зависимости давления q сжатия растений от плотности ρ (а) и относительного сжатия ε (б): AB – кривая сжатия; BD – кривая разгрузки

На рис. 4, б представлена также опытная зависимость давления q от относительного сжатия ε . Здесь кривая начинается от начала координат, а ход кривых и положения точек имеют тот же физический смысл, что и на диаграмме на рис. 4, а.

Представленные диаграммы необходимы для расчета процесса транспортирования растений в трубопроводе до момента их выхода из него. Выше указывалось, что наименьшая плотность будет у слоя, выходящего из канала, хотя из-за сравнительно небольшого изменения площади сечения канала по его длине в зоне выхода растений существенного изменения плотности материала по этой длине не будет. Расчет силы, необходимой для проталкивания растительной массы через канал, начнем с рассмотрения схемы на рис. 5. На ней представлен вид сечения канала плоскостью $A_1B_1D_1E_1$, т. е. плоскостью xOy ; показано не только положительное направление оси y , но и отрицательное направление, т. е. “– y ”. С целью большей ясности построений на ней угол β увеличен.

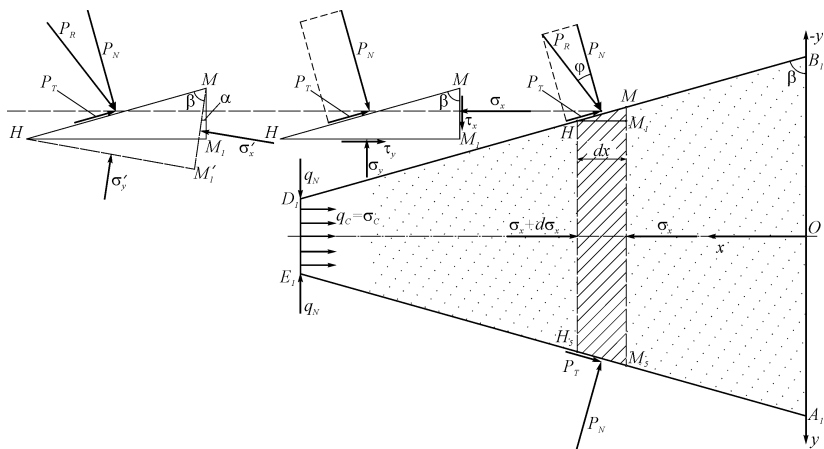


Рис. 5. Сечение канала трубопровода плоскостью xOy и схемы к расчету напряжений сжатия растений

Выделим теперь внутри канала элемент HM растительной массы длиной dx (на схеме элемент заштрихован). Такой же элемент, но расположенный ближе к выходу из канала, и действующие напряжения показаны на рис. 1. Под действием приложенных сил элемент движется влево, при этом на сечение справа (рис. 5) действует напряжение σ_x , а слева на него действует напряжение $\sigma_x + d\sigma_x$, где $d\sigma_x$ – приращение напряжения по длине элемента dx . Со стороны боковых стенок канала HM и H_5M_5 (рис. 5) на элемент действуют нормальные давления p_N и касательные давления (вследствие трения) p_T . Касательное давление p_T из-за имеющегося трения скольжения движущейся растительной массы относительно боковых стенок канала равно: $p_T = fq_N = q_N \operatorname{tg} \varphi$, где f – коэффициент трения скольжения растений о стенку, а φ – угол трения скольжения растений о стенку. Касательное давление действует против движения элемента растений. Так как считаем, что растения при движении не трутся о верхнюю стенку и днище канала, то силы трения в этих зонах не учитываются. Таким образом, напряжения σ_x действуют внутри растительной массы на участке от $-y_{\delta c}$ до $+y_{\delta c}$, где $y_{\delta c}$ – ординаты точек правой и левой боковых стенок B_0BDD_0 и A_0AEE_0 в принятой системе координат

(рис. 1); точно также и давления p_N и p_T действуют на растительную массу по ширине от $-y_{\delta c}$ до $+y_{\delta c}$. По высоте канала на растительную массу напряжения σ_x и давления p_N и p_T действуют в пределах от $-z_{\delta c}$ до $+z_{\delta c}$, где $z_{\delta c}$ – аппликаты точек дна $A_0B_0D_0E_0$ и верхней стенки $ABDE$ канала в принятой системе координат (рис. 1). Действие указанных силовых факторов имеет место до границ A_0E_0 , AE , BD и B_0D_0 стенок и дна, представляющие собой прямые линии. Чтобы знать координаты точек этих линий, нужно знать уравнения линий A_1E_1 , B_1D_1 , O_6O_{16} и O_HO_{1H} . Выведем эти уравнения.

В системе координат xOy уравнение прямой A_1E_1 , характеризующей пределы изменения координат $y_{\delta c}$ в положительную сторону оси y , в общем виде записывается следующим образом: $y_{\delta c} = A_K x + B_K$, где A_K и B_K – постоянные, определяемые из условий: при $x = 0$, $y_{\delta c} = a_0/2$, а при $x = L_K$, $y_{\delta c} = h_0/2$. Подставляя дважды эти данные в приведенное равенство и решая полученные уравнения, получим: $A_K = -(a_0 - h_0)/2L_K$, $B_K = a_0/2$. Тогда

$$y_{\delta c} = (a_0/2) - ((a_0 - h_0)x/2L_K). \quad (21)$$

Таково будет уравнение линии A_1E_1 . Уравнение линии B_1D_1 , характеризующей пределы изменения координат $y_{\delta c}$ в отрицательную сторону оси y , будет такое же, но со знаком “-”, тогда для линии B_1D_1 имеем:

$$y_{\delta c} = -\left(\frac{a_0}{2} - \frac{a_0 - h_0}{2L_K} x\right) = \frac{a_0 - h_0}{2L_K} x - \frac{a_0}{2}. \quad (22)$$

Ординатами $y_{\delta c}$ по (21) и (22) характеризуются положения любых точек плоскостей A_0AEE_0 и B_0BDD_0 относительно плоскости xOz , из них положительные значения ординат будут по (21), а отрицательные – по (22).

В системе координат xOz уравнение прямой O_6O_{16} (рис. 1), характеризующей пределы изменения координат $z_{\delta c}$ в положительную сторону оси z , имеет общий вид: $z_{\delta c} = A_H x + B_H$, где A_H и B_H –

постоянные, определяемые из условий: при $x=0$, $z_{ec} = \frac{h_0}{2}$, а при $x=L_K$, $z_{ec} = \frac{a_0}{2}$. Подставляя дважды эти данные в приведенное равенство и решая полученные уравнения, получим: $A_H = \frac{a_0 - h_0}{2L_K}$, $B_H = \frac{h_0}{2}$. Тогда:

$$z_{ec} = \frac{a_0 - h_0}{2L_K} x + \frac{h_0}{2}. \quad (23)$$

Таково уравнение линии $O_\theta O_{1\theta}$. Уравнение линии $O_H O_{1H}$, характеризующей пределы изменения координат z_{ec} в отрицательную сторону оси z , будет такое же, как (23), но со знаком “-”; тогда для линии $O_H O_{1H}$ имеем:

$$z_{ec} = -\left(\frac{a_0 - h_0}{2L_K} x + \frac{h_0}{2}\right) = -\frac{a_0 - h_0}{2L_K} x - \frac{h_0}{2}. \quad (24)$$

Аппликатами z_{ec} по (23) и (24) характеризуются положения любых точек плоскостей $ABDE$ и $A_0 B_0 D_0 E_0$ относительно плоскости xOy , из них положительные значения аппликат будут по (23), а отрицательные – по (24).

Рассмотрим теперь равновесие выделенного элемента растительной массы длиной dx (рис. 5). Справа вдоль оси x на элемент действует сила, равная $\sigma_x \cdot 2y_{\delta c} \cdot 2z_{ec}$, где произведение $2y_{\delta c} \cdot 2z_{ec} = 4y_{\delta c} \cdot z_{ec}$ представляет собой площадь сечения канала справа элемента; слева вдоль оси x на элемент действует сила, равная $(\sigma_x + d\sigma_x) \cdot 2(y_{\delta c} - dy_{\delta c}) \cdot 2(z_{ec} + dz_{ec})$, где $2(y_{\delta c} - dy_{\delta c}) \cdot 2(z_{ec} + dz_{ec}) = 4(y_{\delta c} - dy_{\delta c})(z_{ec} + dz_{ec})$ представляет собой площадь сечения канала на левой стороне элемента, а $dy_{\delta c}$ и dz_{ec} представляют собой приращения координат $y_{\delta c}$ и z_{ec} , имеющие место при увеличении абсциссы x на величину dx . На наклонном участке канала MH действует со стороны стенки $B_1 D_1$ нормальная сила, равная

$$p_N \frac{dx}{\sin \beta} 2z_{ec}, \text{ и касательная сила, равная } fp_N \frac{dx}{\sin \beta} 2z_{ec}, \text{ где } \frac{dx}{\sin \beta} 2z_{ec}$$

– площадь наклонного участка MH канала; такая же сила действует со стороны наклонного участка H_5M_5 стенки A_1E_1 , расположенного противоположно участку MH . Следует отметить, что при составлении математических выражений нормальной и касательной сил вместо $z_{\delta c}$ следовало писать $z_{\delta c} + \frac{dz_{\delta c}}{2}$, но для упрощения расчетов пренебрегли бесконечно малой величиной $dz_{\delta c}/2$.

Составим сумму проекций на ось Ox сил, действующих на рассматриваемый элемент, и приравняем ее нулю:

$$\Sigma X_i = \sigma_x 4y_{\delta c} z_{\delta c} - (\sigma_x + d\sigma_x) 4(y_{\delta c} - dy_{\delta c})(z_{\delta c} + dz_{\delta c}) - 2p_N \frac{dx}{\sin \beta} 2z_{\delta c} \sin(90^\circ - \beta) - 2fp_N \frac{dx}{\sin \beta} 2z_{\delta c} \cos(90^\circ - \beta) = 0. \quad (25)$$

Из этого уравнения находим (если пренебречь бесконечно малыми величинами второго порядка и такими же бесконечно малыми величинами первого порядка, параллельными осям y и z):

$$d\sigma_x = -p_N \frac{f + \operatorname{ctg} \beta}{y_{\delta c}} dx. \quad (26)$$

Знаменатель правой части этого равенства зависит от x по формулам (21) и (22), а сама величина p_N зависит от σ_x . Но при составлении равенства (25) учтена только зависимость (21), поэтому в дальнейшем в формулу (26) подставим $y_{\delta c}$ по зависимости (21). Для определения зависимости давления p_N от напряжения σ_x рассмотрим равновесие элементарной призмы HMM_1 , вынесенной на рис. 5 влево от наклонного участка NM линии B_1D_1 в несколько увеличенном виде.

На площадку (грань) MM_1 призмы действуют нормальное напряжение σ_x и касательное напряжение τ_x ; на площадку M_1H действуют напряжения нормальное σ_y и касательное τ_y . На площадку же NM действуют нормальное давление p_N и касательное давление p_T , зависимости между ними приводятся выше.

Если составить суммы проекций на оси x и y сил, действующих на грани призмы, приравнять их нулю и решить совместно полученные два уравнения, то в соответствии с

литературными данными [4, с. 307] получается следующая зависимость p_N от σ_x :

$$p_N = \sigma_x \frac{\cos^2 \beta - \xi \sin^2 \beta}{f \sin 2\beta + \cos 2\beta}, \quad (27)$$

где $\xi = \sigma_y / \sigma_x$ – коэффициент бокового распора (бокового давления), зависящий от угла между рассматриваемой площадкой (гранью) и площадкой главного напряжения, у которой напряжение достигло максимума.

Для определения давления p_N нужно, как видим, знать ξ , а для того, чтобы знать ξ , сначала определяется минимальное значение этого коэффициента ξ_{min} .

Обозначим угол между рассматриваемой площадкой и площадкой главного напряжения α , этот угол показан на вынесенной в левую часть рис. 5 элементарную призму HMM_1 , но с дополнительными площадками MM'_1 и M'_1H , являющимися площадками главных напряжений (главные напряжения – это максимальное σ'_x и минимальное σ'_y напряжения). Отношение минимального главного напряжения σ'_y к максимальному главному напряжению σ'_x равно минимальному значению ξ_{min} коэффициента бокового распора ξ ; таким образом, $\xi_{min} = \sigma'_y / \sigma'_x$.

В соответствии с положениями механики сыпучей среды и механики растительных материалов [4, с. 81 – 86 и с. 305 – 322] коэффициент ξ_{min} для идеально сыпучей среды определяется по формуле:

$$\xi_{min} = \frac{1 - \sin \varphi_0}{1 + \sin \varphi_0}, \quad (28)$$

где φ_0 – угол внутреннего трения среды.

Для реальной (связной) сыпучей среды можно считать [4, с. 36 и с. 76 – 86], что угол φ_0 больше, чем для идеальной среды. Если это учесть некоторым коэффициентом $k_{ст}$, то для связной среды

$$\xi_{min} = k_{ст} \frac{1 - \sin \varphi_0}{1 + \sin \varphi_0}, \quad (29)$$

где коэффициент $k_{ст}$ находится в пределах $1,1 \dots 1,4$.

Для проводимых расчетов помимо ξ_{min} нужно знать угол α , о котором говорится выше. Этот угол в соответствии с литературными данными [4, с. 308] определяется по формуле:

$$tg\alpha = \frac{1 - \xi_{min} - \sqrt{(1 - \xi_{min})^2 - 4\xi_{min}tg^2\varphi}}{2\xi_{min}tg\varphi}, \quad (30)$$

где φ – угол трения скольжения растений о стенку.

Формула (30) справедлива при скольжении растений по стенке, что учитывается неравенством $tg\varphi \leq \frac{1 - \xi_{min}}{2\sqrt{\xi_{min}}}$.

Зная ξ_{min} и α , определяется коэффициент ξ , равный $\frac{\sigma_y}{\sigma_x}$.

Расчет ведется по формуле, выведенной с учетом известных из механики растительных материалов [4, с. 84 и с. 306] равенств:

$$\xi = \frac{\sigma_y}{\sigma_x} = \frac{\xi_{min} + tg^2\alpha}{1 + \xi_{min}tg^2\alpha}. \quad (31)$$

Это значение ξ подставляется в формулу (27); так находится зависимость давления p_N от напряжения σ_x :

$$p_N = \sigma_x \frac{\cos^2\beta - \frac{\xi_{min} + tg^2\alpha}{1 + \xi_{min}tg^2\alpha} \sin^2\beta}{f \sin 2\beta + \cos 2\beta}. \quad (32)$$

Данная зависимость давления p_N от σ_x является линейной, так как величины α , β , ξ_{min} и f в правой части равенства постоянны и не зависят от σ_x . Обозначим через m_0 правую часть равенства (32) без σ_x , т.е. примем, что

$$p_N = m_0 \cdot \sigma_x, \quad (33)$$

где

$$m_0 = \frac{\cos^2\beta - \frac{\xi_{min} + tg^2\alpha}{1 + \xi_{min}tg^2\alpha} \sin^2\beta}{f \sin 2\beta + \cos 2\beta}. \quad (34)$$

С учетом формул (21), (33) и (34) равенство (26) примет вид:

$$\frac{d\sigma_x}{\sigma_x} = -\frac{m_0(f + ctg\beta)}{\frac{a_0}{2} - \frac{a_0 - h_0}{2L_K}x} dx = -\frac{2L_K m_0(f + ctg\beta)}{a_0 L_K - (a_0 - h_0)x} dx. \quad (35)$$

Мы получили дифференциальное уравнение первого порядка с разделяющимися переменными. Решить это уравнение можно, если известно сопротивление выходу слоя растений из трубопровода. Определим сопротивление выходу слоя растений из канала трубопровода; при этом имеется в виду слой растений в выходящей части канала E_0EDD_0 (рис. 1).

При выталкивании выходящего из трубопровода слоя растений необходимо преодолеть сопротивления вследствие распора, который создают концевые части канала. Эти концевые части E_0E и D_0D (рис. 1) и E_1 и D_1 (рис. 3 и 5) канала вполне можно рассматривать как элементы плоскостей, находящихся в продольных вертикальных плоскостях. Тогда нормальные давления q_N стенок на слой растений в выходной части канала будут действовать перпендикулярно оси Ox , эти давления показаны на рис. 5. В этой зоне D_1E_1 относительное сжатие ε слоя окажется равным

$\frac{A_1B_1 - D_1E_1}{A_1B_1}$, где $A_1B_1 = a_0$, а $D_1E_1 = h_0$. Таким образом, за счет постепенного сжатия растений боковыми плоскостями A_0AEE_0 и B_0BDD_0 при движении растений к выходу из трубопровода относительное их сжатие ε окажется равным:

$$\varepsilon = \frac{A_1B_1 - D_1E_1}{A_1B_1} = \frac{a_0 - h_0}{a_0} = 1 - \frac{h_0}{a_0}. \quad (36)$$

Чем меньше h_0 , тем больше ε , т.е. при движении растений к выходу из канала ε увеличивается. Увеличение ε вследствие сжатия растений боковыми плоскостями трубопровода параллельно оси Oy может не повлиять на плотность растений из-за того, что у них есть возможность расширяться параллельно оси Oz в сторону днища и верхней стенки канала. Возрастание ε при транспортировании растений означает, что при движении растений в канале их состояние и давление внутри них подчиняется кривым нагрузки OAB_1B на рис. 4, б. Ввиду изложенного, зная ε (формула (36)), можно по графику на данном рисунке определить давление q_N .

Для этого полученное значение ε надо отложить по оси абсцисс графика (рис. 4, б) от начала координат и с помощью этого графика определить давление q_N (рис. 5). Пусть, например, полученное значение ε на графике будет в точке C ; тогда из этой

точки проводим вертикаль до пересечения с кривой OAB_1B , а из полученной точки пересечения проводим горизонталь до пересечения с осью ординат. Положение точки C_1 этого пересечения с осью ординат дает нам давление q_N , которое принимаем за боковое давление на слой. Зная боковое давление q_N (рис. 5), можно определить продольное в канале давление q_C по известной из механики сыпучей среды [4, с. 81, с. 251 – 252, с. 306, с. 312] формуле:

$$q_C \approx \frac{q_N}{\xi}, \quad (37)$$

где ξ – коэффициент бокового распора (давления); он находится в пределах от 0,3 до 0,4 (выше о нем уже говорилось).

Так как внутреннее давление в растительной массе равно напряжению, которое мы обозначили σ , то напряжение в сечении E_1D_1 (рис. 5) обозначим σ_C . Таким образом

$$\sigma_C \approx q_N / \xi \approx q_C. \quad (38)$$

Так определяется напряжение σ_C в выходной части канала. Изображенное на рис. 5 напряжение σ_C давит на слой растений по всей ширине E_1D_1 канала.

Воспользуемся равенством (38) для решения дифференциального уравнения (35).

Решением уравнения (35), в котором в правой части переменным является только x , получаем:

$$\ln \sigma_x = m \cdot \ln(a_0 L_K - (a_0 - h_0)x) + C, \quad (39)$$

где C – постоянная интегрирования, а m – математическое выражение, содержащее только постоянные величины (L_K , f , β , a_0 , ξ_{min} и α) и равно:

$$m = \frac{2L_K m_0 (f + ctg \beta)}{a_0 - h_0} = \frac{2L_K}{a_0 - h_0} (f + ctg \beta) \times \\ \times \frac{\cos^2 \beta - \sin^2 \beta \frac{\xi_{min} + tg^2 \alpha}{1 + \xi_{min} tg^2 \alpha}}{f \sin^2 \beta + \cos^2 \beta}. \quad (40)$$

При $x = L_K$, $\sigma_x = \sigma_C$ по равенству (38). Подставляя эти данные в (39), получим: $\ln \sigma_C = m \cdot \ln(a_0 L_K - (a_0 - h_0)L_K) + C$, откуда

$C = \ln \sigma_c - m \ln(h_0 L_K)$. С учетом этого значения C равенство (39) приобретает вид: $\ln \sigma_x = m \ln(a_0 L_K - (a_0 - h_0)x) + \ln \sigma_c - m \ln(h_0 L_K)$, откуда

$$\sigma_x = \sigma_c \left(\frac{a_0 L_K - (a_0 - h_0)x}{h_0 L_K} \right)^m = \sigma_c \left(\frac{a_0}{h_0} - \frac{a_0 - h_0}{h_0 L_K} x \right)^m, \quad (41)$$

где m определяется по (40), а σ_c – по (38).

Так зависит напряжение σ_x от влияющих на него факторов, но без учета сопротивлений вследствие действия на всем пути движения растений в канале составляющих сил тяжести растительной массы, которые параллельны оси Ox (рис. 1 и 5). Если же учесть необходимость преодоления составляющих сил тяжести, то в правую часть равенства (41) надо добавить напряжение, которое требуется для преодоления указанных составляющих. Обозначим это напряжение σ_{xG} .

Для его определения рассмотрим схему на рис. 6. На нем представлено продольное вертикальное сечение канала, проходящее через ось OO_1 ; слева в верхней части в зоне $H_H O_{1H} O_{1B} H_B$ шириной $L_K - x$ изображены растения, которые будут выходить из канала; x здесь – это расстояние от начала координат O до линии $H_B H_H$. На схеме еще показаны оси Ox и Oz , а также угол δ_0 наклона оси OO_1 к горизонту.

Обозначим через C центр тяжести изображенных на схеме растений; тогда в этом центре приложена сила тяжести растений G , действует она вертикально вниз. Разложим силу G на составляющую

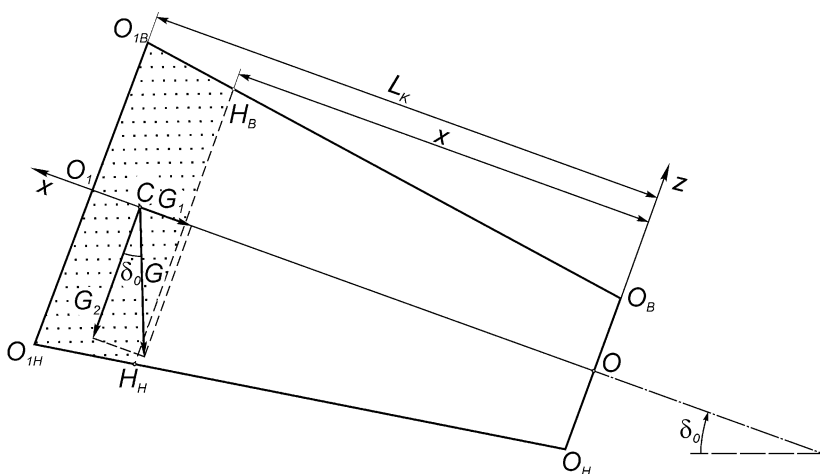


Рис. 6. Схема к расчету напряжений сжатия растений вследствие действия их сил тяжести

G_1 параллельно оси OO_1 и составляющую G_2 перпендикулярно этой оси OO_1 . Угол между составляющей G_2 и силой G равен δ_0 (это видно из чертежа). Тогда

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= G \sin \delta_0; \\ G_2 &= G \cos \delta_0. \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

Составляющая G_1 передается на сзади движущиеся растения (т.е. растения, которые находятся правее границы $H_H H_B$ на рис. 6) и нагружают их, вызывая тем самым рост напряжения сжатия, а составляющая G_2 благодаря распуру передается на боковые стенки, а не на днище и верхнюю стенку, о чем выше уже говорилось.

Если объем растений $H_H O_{1H} O_{1B} H_B$ обозначить V , то вес G равен $gV\rho$, где g – ускорение свободного падения, а ρ – плотность растений. Объем V с известным приближением равен $F(L_K - x)$, где F – площадь сечения канала в зоне от точки O_{1H} до точки H_H . Выше указывалось, что эта площадь несколько меняется по длине канала, но с целью упрощения расчетов будем пренебрегать этим изменением.

Плотность растений ρ также меняется при их движении вдоль канала (выше об этом говорилось), но при установившейся

работе трубопровода (без скопления масс растений и его забивания) плотность ρ будет меняться в небольших пределах вдоль оси канала и в сечениях перпендикулярно этой оси. Поэтому и с целью упрощения расчетов под плотностью будем понимать среднюю плотность ρ_C , равную правым частям равенств (19) и (20), т.е.

$$\rho_C \approx \frac{Q_T}{3600 F V_{PM}} \approx \frac{2\pi Q_T}{3600 F s_{II} \omega}. \quad (43)$$

С учетом изложенного получаем:

$$\left. \begin{aligned} G &\approx gF \rho_C (L_K - x); \\ G_1 &\approx gF \rho_C (L_K - x) \sin \delta_0; \\ G_2 &\approx gF \rho_C (L_K - x) \cos \delta_0. \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

Если составляющую G_1 , которая передается на сзади идущие растения и нагружает их, поделить на площадь F , то получим напряжение σ_{xG} , о котором говорится выше и на которое увеличивается напряжение σ_x (формула (41)) вследствие того, что действие составляющей G_1 нагружает сзади идущие растения. Таким образом

$$\sigma_{xG} \approx g \rho_C (L_K - x) \sin \delta_0. \quad (45)$$

Суммарное напряжение сжатия растений $\sigma_{x\text{сум}}$ в каком-либо сечении канала, например, в сечении $H_H H_B$ (рис. 6), равно $\sigma_x + \sigma_{xG}$, т.е.

$$\sigma_{x\text{сум}} \approx \sigma_C \left(2 - \frac{x}{L_K} \right)^m + g \rho_C (L_K - x) \sin \delta_0, \quad (46)$$

где σ_C определяется по (38), m – по (40), а ρ_C – по (43).

Мы получили зависимость суммарного напряжения, действующего внутри растительной массы в канале в сечении, которое удалено от входной горловины канала на расстояние x от начала O координат. Из (46) видно, что чем меньше x , тем больше напряжение.

Наибольшее напряжение $(\sigma_{x\text{сум}})_{\text{max}}$ напряжения $\sigma_{x\text{сум}}$ будет при $x = 0$, т.е. у входной горловины канала. Оно равно:

$$(\sigma_{x\text{сум}})_{\text{max}} \approx \sigma_C 2^m + g L_K \rho_C \sin \delta_0, \quad (47)$$

где σ_C определяется по (38), m – по (40), а ρ_C – по (43).

Если $(\sigma_{x_{\text{сум}}})_{\text{max}}$ умножить на площадь сечения входной части канала $a_0 \cdot h_0$, то получим силу P_{II} , с которой поршень должен давить на растения с целью их проталкивания по каналу трубопровода:

$$P_{II} \approx a_0 h_0 (\sigma_c \cdot 2^m + g L_K \rho_c \sin \delta_0). \quad (48)$$

Выводы. Из полученного равенства с учетом формул (38), (40) и (43) видно, что сила P_{II} возрастает с увеличением площади поперечного сечения трубопровода, его длины, угла δ_0 , коэффициента трения f и производительности, а также с уменьшением угла β .

Литература

1. Особов В.И., Васильев Г.К., Голяновский А.В. Машины и оборудование для уплотнения сено-соломистых материалов. – М.: Машиностроение, 1974. – 231 с.
2. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – М.: Агропромиздат, 1989. – 527 с.
3. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов. – М.: Наука, 1986. – 512 с.
4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
5. Карпенко М.І. Визначення сили для переміщення шару маси стеблових матеріалів у вертикальних колінах // Механізація та електрифікація сільського господарства. Зб. наук. ст. Вип. 85. – К.: ІМЕСГ, 2001. – С.147 – 149.
6. Кучинскас З.М., Особов В.И., Фрегер Ю.Л. Оборудование для сушки, гранулирования и брикетирования кормов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 208 с.
7. Алферов С.А. Сопrotивление каналов и направляющих для тюков у сено-соломопрессов // Сельхозмашина. – 1957. – №4. – С. 15 – 19.

Чвартацький І.І., Гнатюк П.М.

Бережанський агротехнічний інститут національного аграрного університету

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ АПАРАТА ТОЧНОГО ВИСІВУ НАСІННЯ

Наведена методика розрахунку економічного ефекту апарату точного висіву насіння. До складових економічного ефекту віднесено зменшення маси, витрати палива і собівартість його виготовлення.

Постановка проблеми. Основним завданням сучасного сільськогосподарського машинобудування є створення принципово нових засобів механізації, які враховують прогресивні технології виробництва сільськогосподарської продукції, універсалізацію машин, виконуючих посів багатьох сільськогосподарських культур за рахунок зміни висівних апаратів сівалок. Універсальні сівалки найбільш економічні, оскільки при їх використанні зменшується кількість машин в господарстві, збільшується час використання кожної з них, що полегшує їх експлуатацію і зменшує витрати на придбання нової техніки. Повна взаємозаміна спеціальних машин ускладнена тим, що розміри зерен сільськогосподарських культур, норми їх висіву, способи посіву, глибина посіву є різними.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз досліджень і публікацій [1, 2, 3] показав, що цілий ряд питань є невирішеними і потребують подальшої реалізації.

Мета досліджень. Метою даної роботи є розробка методики розрахунку економічної ефективності апарату точного висіву насіння [4].

Результати досліджень. До основних показників економічної ефективності машин відносяться: питоми капіталовкладення у сфері експлуатації; питома металомісткість; повна собівартість робіт, що виконуються машиною; прямі видатки на експлуатацію машини; річна економія грошових засобів на експлуатацію машини; термін окупності машини.

Питоми капіталовкладення у сфері експлуатації сівалки залежать від балансової ціни, продуктивності, річного завантаження та визначаються за формулою

$$K_{num} = \frac{Ц_6}{W \cdot t_p}, \text{ грн/га} \quad (1)$$

де $Ц_6$ – балансова ціна сівалки; W - годинна продуктивність сівалки, га/год; t_p - річне напрацювання сівалки, год.

Питому металомісткість сівалки визначаємо з виразу

$$M_{num} = \frac{G}{Q}, \text{ кг/га} \quad (2)$$

де G – маса сівалки, кг; Q - річний обсяг збиральних робіт, га.

Повна собівартість посівних робіт на одиницю продуктивності визначається з виразу

$$C_3 = 3\Pi + A + R + P + Z + U_{em}, \text{ грн/га} \quad (3)$$

де 3Π – питома заробітна плата оператора, грн/га;

A – питомі амортизаційні відрахування на реновацію; R – питомі видатки на ремонт та техогляд; P – питомі затрати на паливо-мастильні матеріали необхідні для трактора; Z – питомі затрати на зберігання посівного агрегату; U_{em} – питомі затрати на експлуатаційні матеріали.

Питома заробітна плата оператора визначається з виразу

$$3\Pi = \frac{Л \cdot f_{em}}{W}, \text{ грн/га} \quad (4)$$

де f_{em} – тарифна годинна ставка оператора; $Л$ - кількість обслуговуючого персоналу, чол.

Питомі амортизаційні відрахування на реновацію сівалки визначаємо з виразу

$$A = \frac{Ц_6 \cdot a}{100 \cdot W \cdot t_p}, \text{ грн/га} \quad (5)$$

де a – нормативний коефіцієнт відрахувань на реновацію посівного агрегату.

Питомі видатки на потоковий ремонт та техогляд сівалок визначаємо за формулою

$$R = \frac{Ц_6 \cdot r}{100 \cdot W \cdot t_p}, \text{ грн/га} \quad (6)$$

де r – норма відрахувань на ремонт та техогляд.

Питомі затрати на пально-мастильні матеріали, необхідні для трактора, визначаються за формулою

$$P = \frac{N \cdot \alpha_0 \cdot g \cdot Ц_n}{W}, \text{ грн/га} \quad (7)$$

де N – ефективна потужність двигуна трактора; α_0 – коефіцієнт використання потужності двигуна; g – питома витрата пального; $Ц_n$ – вартість палива.

Питомі затрати на зберігання сівалки пов'язані, в основному, з її підготовкою до зберігання, оскільки безпосередньо зберігання передбачене на відкритому майданчику і додаткових затрат не вимагає. Затрати визначаємо з виразу

$$Z = \frac{T_n \cdot f_{mc}}{Q}, \text{ грн/га} \quad (8)$$

де T_n – норматив витрат праці на підготовку посівного агрегату для зберігання, приймаємо $T_n = 2,5$ люд·год; f_{mc} – годинна тарифна ставка слюсаря при виконанні робіт пов'язаних з підготовкою сівалки до зберігання.

Питомі затрати на матеріали, що використовуються при підготовці до зберігання сівалки визначаємо з виразу

$$U_n = q_n \cdot Ц_m, \text{ грн/га} \quad (9)$$

де q_n – питома витрата матеріалів на підготовку до зберігання посівного агрегату; $Ц_m$ – преїскурантна ціна матеріалів.

Приймаємо, що для підготовки до зберігання посівних машин після сезону необхідні матеріали, що зведені в таблиці 1. Відрахування на матеріали в розрахунку на 1 га можна визначити за формулою

$$U_{em} = \frac{U_n}{Q}, \text{ грн/кг} \quad (10)$$

де U_n – витрати на матеріали, що використовуються при зберіганні сівалки.

Таблиця 1. Дані про витратні матеріали

Назва матеріалу	Кількість q , кг	Ціна $Ц_m$, грн/кг	Вартість U_n , грн
Масло консерваційне СХК, ГОСТ 11059-64	0,1	8,0	0,8
Масло захисне НГ-204 МРТУ 12НН№69-63	0,05	21	1,05
Фарба	0,1	24,5	2,45
Уайт-спирт ГОСТ 3134-52	0,1	12,5	1,25
Обтиральний матеріал	0,1	0,8	0,08
Шліфувальна шкірка (м ²)	0,05	90,0	4,50
Разом U_n :			10,13

Прямі експлуатаційні витрати на одиницю продуктивності посівного агрегату не включають відрахування на реновацію і визначаються з виразу

$$U = 3П+R+P+Z+U_{ем}, \text{ грн/га.} \quad (11)$$

Річна економія грошових засобів на прямих експлуатаційних витратах при використанні одного посівного агрегату визначається з виразу

$$E_p = Q \cdot (U_6 - U_n), \text{ грн} \quad (12)$$

Зведені дані розрахунків економічної ефективності застосування розробленої сівалки для цукрових буряків наведені в таблиці 2.

Таблиця 2. Результати розрахунків економічної ефективності розробки

Показники	Одиниці виміру	Розробка		Різниця
		Базова	Нова	
Продуктивність посівного агрегату:				
за годинну змінного часу	га/год	3,23	3,23	-
за зміну	га/зміну	25,84	25,84	-
Річний обсяг посівних робіт	га/рік	387,6	387,6	-
Кількість обслуговуючого персоналу	чол.	1	1	-
Затрати праці при посіві	люд.год/га	0,31	0,31	-
Собівартість посівних робіт	грн/га	32,08	25,02	7,06
Експлуатаційні витрати на посівний агрегат	грн/га	20,36	17,69	2,67
Річна економія грошових засобів на експлуатаційні витрати при застосуванні нового агрегату	грн	-	-	1034,89
Питомі капіталовкладення у сфері експлуатації посівного агрегату	грн/га	82,56	51,60	30,96
Питома металомісткість технологічного процесу	кг/га	3,5	2,2	1,3

З аналізу отриманих даних випливає, що при використанні одного нового посівного агрегату річна економія грошових засобів на прямих експлуатаційних витратах складає 1034,89 грн, питомі капіталовкладення у сфері експлуатації знижуються практично на

31 грн/га, собівартість посівних робіт – на 7 грн/га, а питома матеріаломісткість технологічного процесу – на 1,3 кг/га.

На основі проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблена методика розрахунку економічної ефективності апаратів точного висіву насіння. Складовими цього економічного ефекту є зменшення маси, собівартості виготовлення і витрати палива.

2. Річний економічний ефект одного висівного апарату точного висіву за рік експлуатації становить 1034,89 грн.

Література

1. Расчет экономической эффективности новой техники. Справочник. Под. ред. К.М. Великанова. – Л.: Машиностроение, 1990.– 448 с.

2. Гаркавий А.Д., Івашків Т.В., Гевко Р.Б. Оцінка техніки і технологій на конкурентноздатність. Вісник тернопільської академії народного господарства. – Тернопіль: ТАНГ. – №6. – С. 171-176.

3. Білик С.Г. Оцінка економічної ефективності коренезбиральної машини КС-6Б. // Збірник наукових статей “Сільськогосподарські машини”. – Луцьк. ЛДТУ. – 2004. – Вип. 12. – С. 3-9.

4. Гевко Б.М., Чвартацький І.І. Розрахунок висівного апарату сівалки точного висіву насіння. // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – № 4. – 2005. – С. 58-64.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 636.2:631.3

А.А. Чигрин

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ КАНАЛА НА РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ МАГНИТОУПРАВЛЯЕМОЙ ЖИДКОСТИ В ПУЛЬСАТОРЕ ДОИЛЬНОГО АППАРАТА

В статье приведен анализ факторов, которые влияют на параметры работы пульсатора. Выявлен характер зависимости изменения режима работы пульсатора от диаметра калиброванного отверстия, расположенного в перепускном канале, а также характер зависимости режима течения магнитоуправляемой жидкости по

каналу, в зависимости от геометрии калиброванного отверстия. Представлен анализ экспериментальных данных.

В настоящее время для стабилизации частоты пульсаций применяется вязкая жидкость от свойств которой зависит режим работы пульсатора. Таким образом, если в данной конструкции будет применяться жидкость с переменными свойствами, задаваемыми магнитным полем различной напряженности, – это даст возможность управлять режимами работы пульсатора непосредственно в процессе его работы. Однако исходные свойства магнитной жидкости, в момент, когда электромагнитное поле отсутствует, отличаются от свойств жидкости, применяемой в гидравлических пульсаторах DeLaval. Следовательно: геометрические параметры пульсатора, влияющие на режим его работы, должны быть изменены для обеспечения оптимальной частоты пульсаций в период максимальной молокоотдачи.

Для определения факторов, влияющих на частоту пульсаций, рассмотрим пульсатор как гидравлическую систему. На рис. 1 приведена схема его гидравлического контура.

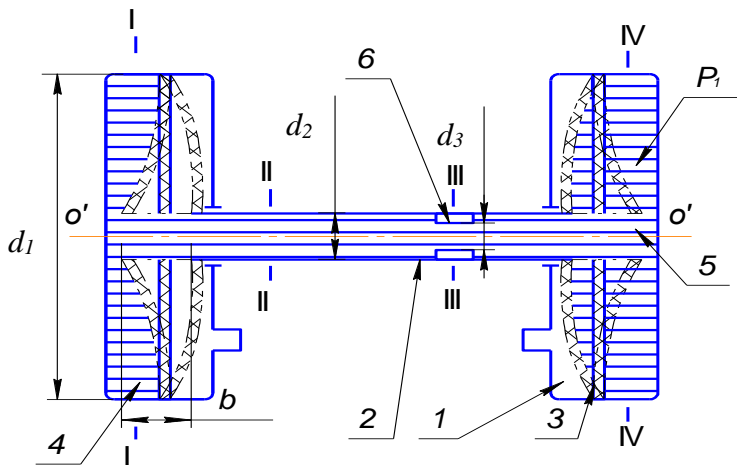


Рис. 1. Схема гидравлического контура пульсатора: 1, 4, 5 – камера; 2 – трубка; 3 – мембрана; 6 – калиброванное отверстие; d_1 – диаметр мембраны; d_2 – внутренний диаметр трубки; d_3 – диаметр калиброванного отверстия; P_1 – давление в камере; I-II, II-III, III-IV – условные зоны потерь энергии

При подключении к вакуумной магистрали в вакуумной камере 1 создается номинальное вакуумметрическое давление, которое

посредством мембраны 3 воздействует на трубку 2, которая, в свою очередь, деформируя вторую мембрану в камере 4, вытесняет жидкость из камеры 4 в камеру 5 по трубке 2 с калиброванным отверстием 6. Для более подробного изучения этого процесса гидравлическую систему пульсатора условно разделим на три части (рис. 1.) и выделим потоки жидкости, ограниченные сечениями I-II; II-III; III-IV.

Для описания процесса, на каждом из условных участков гидравлической системы, было использовано уравнение Бернулли [1], а величины местных сопротивлений были определены по формуле Вейсбаха.

$$n = 90\pi d_2^2 \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{32\nu l}{gd_2^2}\right)^2 + 2\frac{P_1(\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3)}{g\gamma} - \frac{32\nu l}{gd_2^2}}}{\frac{(\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3)}{g}}, \quad (1)$$

$$\pi b(d_1^2 + d_u^2 + d_1 d_u)$$

где n - частота пульсаций, пул/мин; ν - кинематическая вязкость жидкости, м²/с; l - длина трубки, м; γ - удельный вес жидкости, Н/м³; d_1 - диаметр мембраны, м; d_2 - диаметр трубки, м; d_u - диаметр жесткого центра мембраны, м; b - длина хода трубки, м; ζ_1 - безразмерный коэффициент потери энергии на участке I-II.

$$\zeta_1 = \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1\right)^2, \quad (2)$$

$$\zeta_2 = \left(1 - \frac{d_2^2}{d_3^2}\right)^2, \quad (3)$$

где d_3 - диаметр калиброванного отверстия, м; ζ_2 - безразмерный коэффициент потери энергии на участке II-III.

$$\zeta_3 = \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2}\right)^2, \quad (4)$$

где ζ_3 - безразмерный коэффициент потери энергии на участке III-IV.

После проведения подробного анализа данной теоретической зависимости нами была построена кривая, отображающая зависимость частоты пульсаций от диаметра калиброванного отверстия, приведенная на рис. 2. По характеру полученной кривой, можно сделать заключение, что изменение диаметра калиброванного

отверстия оказывает существенное влияние на частоту генерируемых импульсов. А именно: увеличение пропускной способности калиброванного отверстия за счет его увеличения ведет к увеличению частоты пульсов с постепенным угасанием влияния на частоту пульсов, при условии, что остальные факторы влияния остаются постоянными.

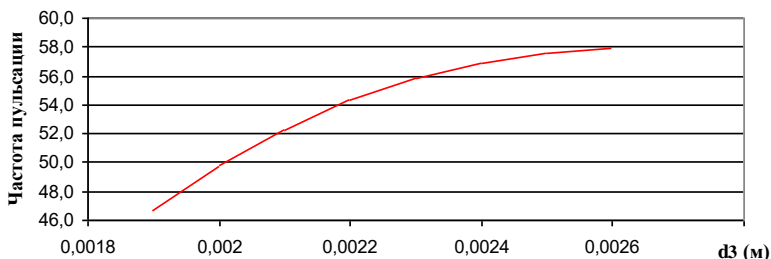


Рис. 2. Зависимость частоты пульсов от диаметра калиброванного отверстия внутри канала трубки

Теперь, когда характер теоретической зависимости частоты пульсаций от диаметра калиброванного отверстия наглядно изображен на графике, имеем возможность проанализировать влияние магнитного поля на скорость течения жидкости по такому каналу с калиброванным отверстием, изготовленным из различных материалов. Так, проведя серию опытов с калиброванными отверстиями из разных металлов, под влиянием электромагнита, представленного в виде соленоида, получили опытные данные, которые позволили построить кривые, отображающие влияние магнитных силовых линий на магнитную жидкость в различных условиях. Кривые, построенные по опытным данным представлены на рисунках 3 и 4.

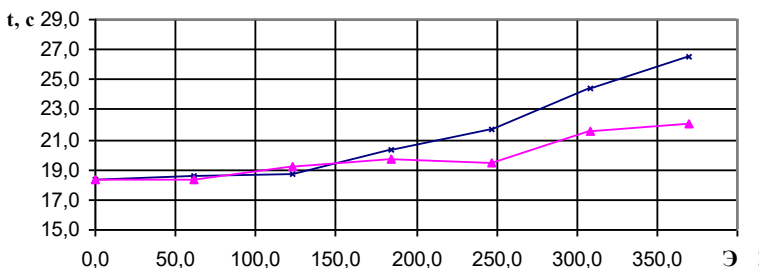


Рис. 3 Влияние магнитного поля на режим течения МЖ по каналу со стальным калиброванным отверстием $d_3 = 1$ мм

— Под воздействием магнита — После воздействия магнита

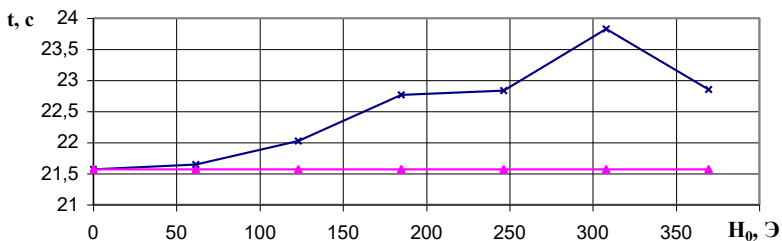
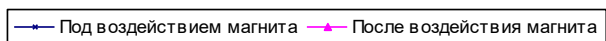


Рис. 4. Влияние магнитного поля на режим течения МЖ по каналу с алюминиевым калиброванным отверстием $d_3 = 1 \text{ мм}$



Как можно наблюдать (рис. 3), магнитное поле, по мере нарастания в пределах 400 Э, постепенно замедляет процесс течения жидкости по каналу, однако остаточная намагниченность металла, из которого изготовлено калиброванное отверстие, также влияет на время перетекания определенного объема жидкости [2]. А вот следующая диаграмма (рис. 4), отображает отсутствие остаточной намагниченности, что объясняется свойствами материала из которого изготовлено калиброванное отверстие. Хотя характер зависимости остается практически неизменным, и лишь при значении свыше 310 Э наблюдается снижение эффекта замедления течения МЖ в канале.

Как известно, для усиления магнитного поля в индукционных катушках применяют стальной сердечник, расположенный вдоль оси соленоида, что приводит к концентрации магнитных силовых линий [3]. Таким образом, имея возможность разместить в пропускном канале сердечник, обеспечив площадь кольцевого зазора сопоставимую с эквивалентным диаметром тестируемых калиброванных отверстий, была проведена серия опытов по определению зависимости влияния магнитного поля на скорость течения магнитной жидкости в канале с сердечниками из различных материалов. По полученным опытными данным были построены кривые зависимости, представленные на рис. 5 и 6.

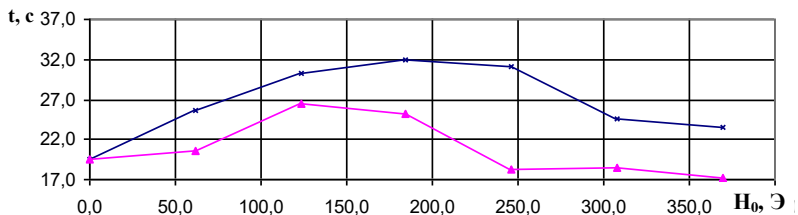
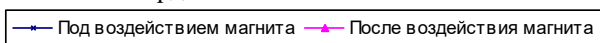


Рис. 5 Влияние магнитного поля на режим течения МЖ по каналу со стальным сердечником



Как можно видеть (рис. 5), характер кривой отображает стремительный рост влияния магнитного поля на время, за которое определенный объем жидкости перетекает по каналу, скорость течения замедляется. В районе $H_0 = 200 \text{ Э}$ наблюдается экстремум, а в районе $H_0 = 250 \text{ Э}$ – резкое снижение влияния. Что, по всей видимости, объясняется магнитным насыщением материала, из которого изготовлен сердечник [2]. Остаточная намагниченность сердечника, в данном случае, также имеет место, что подтверждается кривой, отображающей время протекания определенного объема жидкости по каналу, когда соленоид не активен.

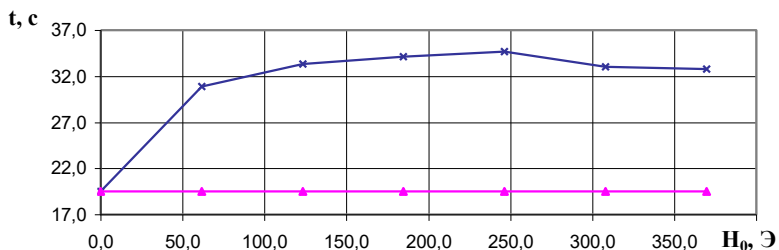
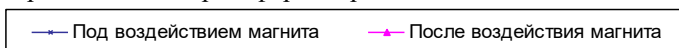


Рис. 6. Влияние магнитного поля на режим течения МЖ по каналу с сердечником из трансформаторного железа



Самый активный рост влияния магнитного поля на течение жидкости в канале наблюдается при применении сердечника изготовленного из трансформаторной стали, что отображено на рис. 6. В районе $H_0 = 250 \text{ Э}$ наблюдается незначительное снижение влияния магнитного поля на течение МЖ по каналу.

Путем сравнения полученных кривых можно сделать вывод:

наличие сердечника в канале образующего калиброванный кольцевой зазор необходимой площади значительно усиливает влияние магнитного поля на скорость перетекания жидкости из одной полости в другую. Что может оказаться ценным дополнением к конструкции гидростабилизированого пульсатора, так как появляется возможность уменьшить габариты соленоида не теряя при этом его эффективность, появляется возможность перейти на более слабые токи, управление работой пульсатора становится более эффективным.

Литература

1. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины, 4-е переработанное издание, издательство Харьковского университета. Харьков, 1970 г.
2. Корицкий Ю.В. Электротехнические материалы. Москва, «Энергия», 1976, 320 с.
3. Богородицкий Н.П., Пасынков В.В., Тареев Б.М. Электротехнические материалы. Ленинград, «Энергия», 1977, 352 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Ужик

УДК 631.358.44

М.С. Шведик, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КІННОГО КАРТОПЛЕКОПАЧА РОТОРНОГО ТИПУ

У статті проведено обґрунтування основних параметрів роторного картоплекопача. На основі досліджень отримано математичні залежності для визначення координат розміщення центра обертання ротора та кута загибу кінця лопаті, що має важливе значення для проектування і практичного виготовлення кінного картоплекопача роторного типу.

Постановка проблеми. На сьогодні, як на Україні, так і за рубежом широко використовуються картоплекопачі, які містять раму з опорними колесами і змонтовані на рамі лемеші та сепаратор, виконаний у вигляді пруткового елеватора або решета яке хитається в поздовжньому напрямку [1, 2, 3]. Але такі картоплекопачі агрегуються з тракторами і розраховані на великі господарства. Крім

того вони мають велику енерго- і матеріаломісткість та високу вартість, внаслідок чого їх використання в невеликих фермерських господарствах призводить до росту собівартості виробництва картоплі. Тому на практиці в невеликих фермерських і індивідуальних господарствах для викопування картоплі використовують плуг на кінній тязі, за допомогою якого грядки розорюють і вручну підбирають бульби. Проте використання плуга не дозволяє розорювати грядки одна за одною, а тільки через одну, оскільки при розорюванні відбувається присипання сусідніх грядок ґрунтом. Тому розорювання присипаних грядок проводять тільки після підбору бульб з сусідніх розораних грядок, що веде до збільшення затрат праці і часу на підбір бульб.

Аналіз останніх досліджень та публікацій показує, що намагання багатьох вчених і практиків механізувати процес копання картоплі увінчалось розробкою роторного картоплекопача, принцип роботи якого ґрунтується на створенні кидального ефекту кожною лопаттю ротора [4].

Однак такий картоплекопач забезпечує підкопування лемешем грядки, яку ротор підхоплює своїми лопатями, руйнує її і розкидає масу по поверхні поля. Тому він має ряд суттєвих недоліків. Внаслідок того, що маса розкидається смугою завширшки 2...2,5 м, різко зростають трудовитрати на збирання бульб і цей процес необхідно проводити паралельно копанню, оскільки при човниковому проході агрегату (послідовному викопуванні рядків) незібрані бульби будуть присипатись ґрунтом з сусідніх рядків. Крім цього він важкий в управлінні, так як при заїзді на новий рядок для переведення лемеша з ротором з робочого положення в транспортне, оператору необхідно їх піднімати вручну, а для створення необхідного кидального моменту, ротор повинен обертатись з великою частотою, що в свою чергу призводить до ударів лопатей об бульби і їх травмування та зростання енерговитрат на привод ротора.

Заслугує на увагу конструкція картоплекопача з сепаратором роторного типу, який розміщується поперек рядків [5]. Використання даного картоплекопача дозволяє викопувати бульби і укладати їх позаду ротора на поверхню викопаного рядка. Але основним його недоліком є те, що він не забезпечує якісної сепарації вороху, внаслідок чого також допускається присипання бульб. Це пояснюється тим, що леміш тільки підкопує пласт і не руйнує його монолітності, що утруднює процес сепарації вороху на лопатях ротора. Крім цього, використання ротора з прямолінійними лопатями не дозволяє збільшити їх довжину і відповідно сепараційну здатність.

При цьому збільшення діаметра ротора веде до зростання довжини лемеша і відповідно до зростання енерговитрат на переміщення пласта.

Суттєвою перепоною, що стримує розробку і налагодження випуску кінних картоплекопачів є недостатнє дослідження сепараторів роторного типу і відсутність в літературних джерелах аналітичних залежностей для визначення його основних конструктивних параметрів.

Очевидно, що усунути недоліки, які мають місце при копанні картоплі і створити умови для використання кінної тяги для приводу картоплекопача та полегшення праці оператора під час його експлуатації в невеликих фермерських і індивідуальних господарствах, можна тільки на основі використання роторного картоплекопача з внесенням в його конструкції змін та обґрунтування їх параметрів, а саме:

- 1) при переведенні картоплекопача з робочого положення в транспортне необхідно піднімати не всю його масу, а тільки рухому частину рами з лемешем і ротором, що полегшить працю оператора;
- 2) для підвищення ефективності сепарації вороху необхідно застосовувати ротор з лопатями, що мають загнуті кінці;
- 3) встановити основні конструктивні параметри, які впливають на якість сепарації вороху і на основі досліджень отримати математичні вирази для визначення числових значень роторного сепаратора.

Метою роботи є розробка принципово нової конструкції кінного картоплекопача й обґрунтування основних конструктивних параметрів роторного сепаратора.

Результати досліджень. Для механізованого викопування картоплі в невеликих фермерських і індивідуальних господарствах з використанням кінної тяги нами запропоновано нову конструкцію кінного картоплекопача [6,7], схема якого наведена на рис.1.

Він містить нерухому раму 1 встановлену на опорно-приводних колесах 2. До рами 1 спереду прикріплено дишло 3, а з другої сторони – консоль 4 до якої за допомогою шарнірів 5 і повідків 6 прикріплено рухому раму 7, на якій встановлено леміш 8 та ротор 9, а також поперечину 10 з ручками 11. Між повідками 6 по діагоналі встановлено зрівноважувальний пружинний механізм 12.

Картоплекопач працює наступним чином. Під час руху леміш 8 підрізає грядку і пласт переміщується в сторону ротора 9, лопаті якого знімають частину підкопаного пласта і транспортують його по коловій траєкторії. При цьому ґрунт і дрібні частинки вороху просіюються між пальцями лопаті ротора на поверхню поля, а бульби,

крупні грудки та рослинні рештки перекидаються через вісь обертання ротора і скидаються на просіяний ворох. Оскільки бульби мають більшу масу, ніж грудки ґрунту, то бульби мають відповідно і довшу траєкторію польоту, завдяки чому вони падають на поверхню поля без присипання ворохом.

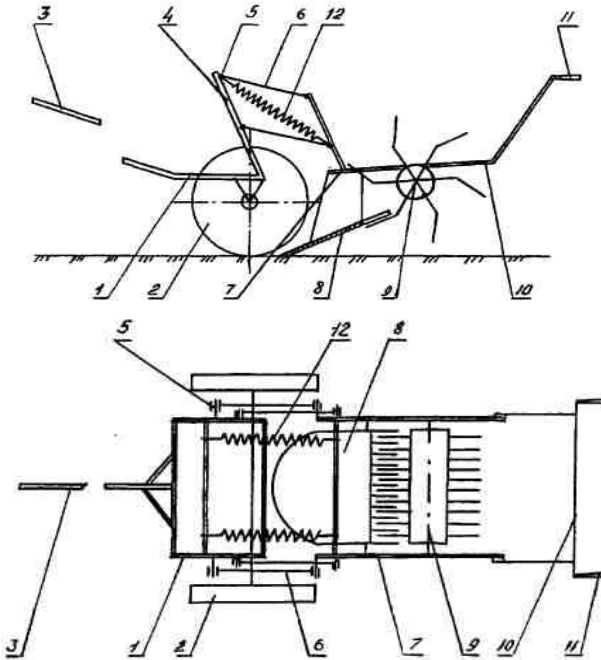


Рис. 1. Схема кінного картоплекопача роторного типу: 1 – рама; 2 – опорно-приводне колесо; 3 – дишло; 4 – консоль; 5 – шарнір; 6 – повідець; 7 – рухома рама; 8 – леміш; 9 – ротор; 10 – оперечина; 11 – ручка; 12 – зрівноважувальний механізм

Очевидно, що на ефективність роботи картоплекопача найбільше будуть впливати конструктивні параметри ротора. Так, під час зняття пласта з лемеша ротором можна побачити, що чим довшою буде лопать ротора, то тим більшою буде його сепаруюча поверхня і відповідно вища якість сепарації. Але зі збільшенням довжини лопаті, діаметр ротора буде також збільшуватись і для того, щоб лопать не зачіпала за поверхню рядка під час обертання ротора, необхідно

збільшувати довжину лемеша і кут його установки, що призводить до зростання енерговитрат. Тому ротор з прямими лопатями може мати невеликий діаметр – до 0,5 м, що вкрай негативно позначається на якості сепарації.

Найбільш ефективним технічним рішенням, яке може забезпечити високу якість сепарації за рахунок збільшення сепаруючої поверхні ротора і зниження енерговитрат на переміщення пласта по поверхні лемеша, є виконання ротора з зігнутими лопатями [7]. Така конструкція ротора дає можливість застосувати на картоплекопачі короткий леміш з невеликим кутом його установки.

Для втілення такого рішення необхідно визначити координати розміщення центра обертання ротора і кута загну лопатей. Щоб визначити ці параметри розглянемо на рис.2 пряму лопать з лемешем і проведемо через кінець лопаті в точці К пряму nn' паралельно до осі XX' і опустимо на вісь з точки К і з точки О перпендикуляри. Позначимо перетин прямих точками K' , O'' і O''' , і розглянемо $\Delta KOO'$ і $\Delta XKK'$ з яких знайдемо

$$OO' = R \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

$$KK' = O'O'' = (L-l) \sin \alpha. \quad (2)$$

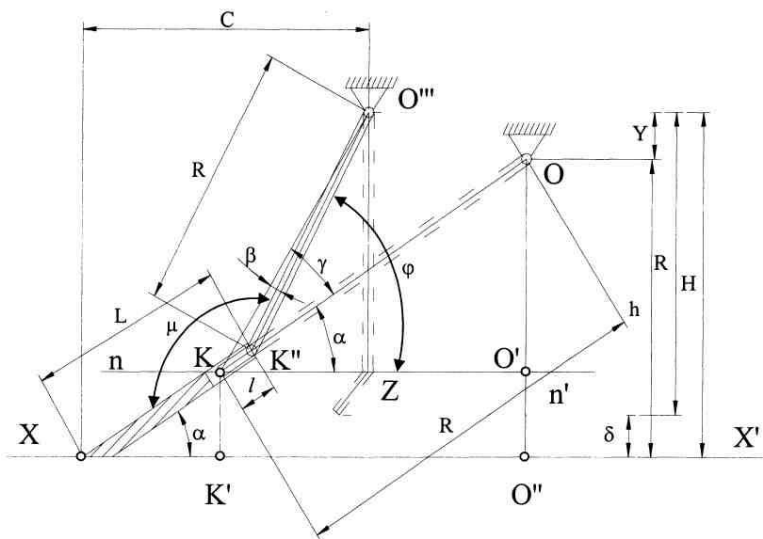


Рис. 2. Схема до визначення координат розміщення центра обертання ротора та кута загну лопаті

Якщо взяти пряму лопать КО і відігнути її в точці К" на кут γ від початкового положення таким чином, щоб кінець лопаті КК" залишався в одній площині з лемешем, то центр обертання зігнутої лопаті переміститься з точки О в точку О". При цьому радіуси обертання прямої і зігнутої лопаті повинні бути рівновеликими, тобто

$$KO = KO'' = R. \quad (3)$$

З рис. 2 видно також, що висоту Н установки центра обертання ротора з загнутими лопатями по вертикалі можна визначити за формулою:

$$H = R + \delta, \quad (4)$$

де R – радіус лопаті; δ - зазор між кінцем лопаті і поверхнею поля.

Для ротора з прямими лопатями ця висота визначається так:

$$h = OO' + O'O'',$$

а враховуючи вирази (1) і (2), останній вираз набуде вигляду:

$$h = (R + L - l) \sin \alpha. \quad (5)$$

Позначимо різницю між висотами ОО" установки центра обертання ротора з зігнутими і прямими лопатями через y , тоді з рис.2 видно, що її можна визначити таким чином:

$$y = OO'' = H - h,$$

а з урахуванням виразів (4) і (5)

$$y = R + \delta - (R + L - l) \sin \alpha. \quad (6)$$

Опустимо з центра O'' обертання ротора з зігнутими лопатями перпендикуляр на пряму mn' і точку перетину прямих позначимо через z . З $\triangle KO''Z$ знайдемо, що

$$O''Z = R \cdot \sin \psi. \quad (7)$$

Але з рис.2 видно, що

$$O''Z = y + OO'.$$

Отже, останній вираз з урахуванням виразів (1) і (6) після відповідних скорочень запишеться так:

$$O''Z = R + \delta - (L - l) \sin \alpha. \quad (8)$$

Прирівнявши праві частинки виразів (7) і (8), знайдемо, що

$$\psi = \arcsin \frac{R + \delta - (L - l) \sin \alpha}{R}. \quad (9)$$

Отже, відстань від носка лемеша до центра обертання ротора по горизонталі можна визначити за формулою:

$$c = (L - l) \cdot \cos \alpha + R \cos \psi,$$

яка після заміни ψ виразом (9) набуде вигляду:

$$c = (L-l) \cdot \cos \alpha + R \cos \left(\arcsin \frac{R + \delta - (L-l) \sin \alpha}{R} \right) \quad (10)$$

З рис. 2 видно, що

$$\gamma = \psi - \alpha,$$

а з урахуванням виразу (9) отримаємо, що:

$$\gamma = \arcsin \frac{R + \delta - (L-l) \sin \alpha}{R} - \alpha. \quad (11)$$

Тепер з трикутника $\Delta KK''O'''$ з урахуванням того, що $KK'' = l$, а $KO''' = R$ за теоремою косинусів можемо визначити його третю сторону

$$K''O''' = \sqrt{l^2 + R^2 - 2Rl \cos \gamma}. \quad (12)$$

Тоді з цього ж трикутника за теоремою косинусів визначимо кут β :

$$\beta = \arccos \frac{R^2 + (K''O''')^2 - l^2}{2R \cdot K''O'''}. \quad (12)$$

Підставляючи в останній вираз замість $K''O'''$ вираз (12), після спрощень отримаємо:

$$\beta = \arccos \frac{R - l \cos \gamma}{\sqrt{l^2 + R^2 - 2Rl \cdot \cos \gamma}}. \quad (13)$$

Знаючи кути γ і β можемо визначити кут μ загину кінця лопати за формулою:

$$\mu = 180^\circ - (\gamma + \beta). \quad (14)$$

Визначимо за формулами (11) і (13) значення кутів γ і β , підставивши такі значення: $R = 0,35\text{м}$, $\delta = 0,025\text{м}$, $L = 0,30\text{м}$, $l = 0,1\text{м}$ і $\alpha = 23^\circ$.

$$\gamma = \arcsin \frac{0.35 + 0.025 - (0.30 - 0.1) \sin 23^\circ}{0.35} - 23^\circ = 35^\circ 01'.$$

$$\beta = \arccos \frac{0.35 - 0.1 \cos 35^\circ 01'}{\sqrt{0.1^2 + 0.35^2 - 2 \cdot 0.35 \cdot 0.1 \cos 35^\circ 01'}} = 13^\circ 30'.$$

Отже,

$$\mu = 180^\circ - 35^\circ 01' - 13^\circ 30' = 131^\circ 29'.$$

Приймаємо $\mu = 130^\circ$.

Тепер підставимо у вирази (10) і (4) такі дані: $L = 0,30$ м, $l = 0,1$ м, $R = 0,35$ м, $\delta = 0,025$ м, $\alpha = 23^\circ$ і визначимо координати

розміщення центра обертання ротора по горизонталі і висоті від носка лемеша:

$$c = (0.3 - 0.1) \cos 23^\circ + 0.35 \times \\ \times \cos \left[\arcsin \left(\frac{0.35 + 0.025}{0.35} - \frac{(0.30 - 0.1) \sin 23^\circ}{0.35} \right) \right] = 0.3696 \text{ м}$$

приймаємо $C = 0,37 \text{ м}$.

$$H = 0,35 + 0,025 = 0,375 \text{ м}.$$

Висновок. На основі проведених досліджень отримано математичні залежності для визначення координат розміщення центра обертання ротора та кута загину кінця лопаті, що має важливе значення для проектування і практичного виготовлення кінного картоплекопача роторного типу.

Література

1. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Под общ ред. Г.Е. Листопада. – М.: «Колос», 1976. – 752с.
2. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 320с.
3. Верещагин Н.И., Пшеченков К.А. Комплексная механизация возделывания, уборки и хранения картофеля. – М.: «Колос», 1977. – 352с.
4. Комарістов В.Ю., Дунай М.Ф. Сільськогосподарські машини: підручник для сільськогосподарських технікумів. – Київ: Вища школа. Головне видавництво, 1979. – 469с.
5. Шведик М.С. і ін. Результати теоретичних досліджень процесу передачі пласта з лемеша на ротор картоплекопача. С. – 264-269. Наукові нотатки. Вип.№8, Луцьк, 2001. – 280с.
6. Деклараційний патент України на винахід № 57641А. Кінний картоплекопач. Шведик М.С., Бюл. № 6, 2003р.
7. Деклараційний патент України на винахід №57643А. Роторний картоплекопач. Шведик М.С., Бюл. № 6, 2003р.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.

О.П. Шимчук, В.А. Матвійчук
Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ШНЕКА ЯК ЗАСОБУ ДОБУВАННЯ САПРОПЕЛЮ

У статті наведені результати досліджень для обґрунтування параметрів засобу розробки сапропелевих родовищ.

Постановка проблеми. Прискорена евтрофія озер зони Полісся вимагає активізувати пошук засобів добування сапропелів з-під шару води. Відомий грейферний механізм негативно впливає на екологічний стан водойми та не дозволяє отримати сапропель необхідної якості. Крім цього, грейферні ковші призначені для розробки ґрунтів та будівельних матеріалів. Тому у випадку їх використання при добуванні сапропелів виникають непередбачені ситуації при відриві ковша від дна водойми.

Важливим фактором, який вимагає пошуку альтернативних засобів добування є також необхідність в отриманні матеріалу природної вологості з подальшим її зниженням.

Із літературних джерел відомо, що шнек добре працює як транспортний засіб і визначення доцільності використання його у якості добування сапропелів вимагає експериментальних досліджень.

Аналіз останніх досліджень та публікації. До спроби використати пристрої зі шнековими робочими органами періодично звертаються науковці різних країн [1]. Для забезпечення отримання органічних і змішаних сапропелів на малих та середніх озерах, за наявності води, шнековий забірний пристрій розміщують на плавзасобі [2]. При цьому кут входження шнека у воду не повинен перевищувати 30° [3]. Але при цьому не створюються умови виділення вільної води із матеріалу, який піднімається на поверхню.

Експериментальні дослідження [4] показали, що при створенні відповідних умов можливе видалення 8...10 % вільної води у зоні забору сапропелю.

Крім цього, відомий пристрій у вигляді шнека [5] для безперервного зневоднення добутого сапропелю, який розміщений горизонтально.

Тому отримані результати вказують на доцільність дослідження шнека як засобу добування сапропелю з виявленням можливостей видалення води в процесі його добування.

Метою даної роботи було дослідження шнекового пристрою для встановлення можливостей відділення вільної вологи у процесі транспортування сапропелю.

Для проведення експериментів була розроблена лабораторна установка (рис. 1), що складається з шнека 1, пристрою для зміни кута нахилу робочого органу до горизонту 2, змінний патрубок 3 для встановлення тисків, що створює шнек, ходова частина 4, завантажувальна горловина 5.

Методика проведення досліджень передбачала зміну кута нахилу шнека діаметром 250 мм до горизонту від 0 до 30° через 5° та зменшення об'єму сапропелю за допомогою змінних патрубків у 2, 3, 4 рази. При цьому для зменшення до мінімального значення коефіцієнта тертя сапропелю по гвинтовій лінії, кут її нахилу вибрали 67...72° і крок 260 мм.

Дослід вважали завершеним при утворенні тіла обертання у шнеку.

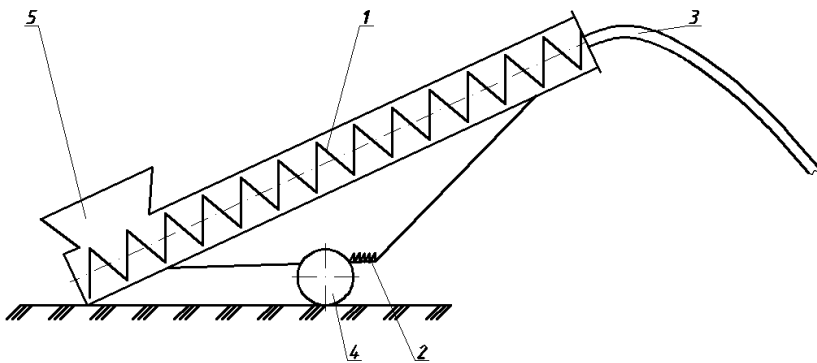


Рис. 1. Схема лабораторної установки для встановлення кута нахилу шнека до горизонту: 1 – шнек; 2 – пристрій для зміни кута нахилу робочого органу; 3 – змінний патрубок; 4 – ходова частина; 5 – завантажувальна горловина

Загальний вигляд лабораторної установки зображений на рис. 2.



Рис. 2. Загальний вигляд лабораторної установки

Результати досліджень. Отримані результати досліджень свідчать про можливість використання шнека як добувального модуля. При цьому раціональною величиною зменшення об'єму шнека діаметром 250 мм і довжиною 5 м є його зменшення у 2...3 рази і умовним показником при цьому вважалась відстань продавлювання сапропелю у гнучкий рукав діаметром 100 мм на довжину 1000 мм.

Якщо така відстань досягалась, тоді результат вважали позитивним. Таким чином, при коефіцієнті заповнення шнека сапропелем рівним 1.0 створюється необхідний для видалення вільної води тиск 7,5 кПа.

Перевірка кута нахилу шнека до горизонталі вказує на хорошу його транспортуючу здатність для сапропелю високої вологості, в тому числі природної, що становить 92...95 % у положенні 0°. Збільшення вказаного кута до 20° суттєво не впливає на створюваний тиск, а подальше його зростання поступово зменшує встановлену відстань продавлювання сапропелю у гнучкий рукав.

Отримані результати досліджень на запропонованій лабораторній установці покладені в основу виготовлення виробничого зразка добувного пристрою. Він складається з секцій довжиною 1,4 м. Загальна довжина пристрою – 10 м. Кут нахилу витків шнека у межах 70°. Для зменшення коефіцієнта тертя гвинтову поверхню необхідно покривати полімерами. Привід робочого органу здійснюється від гідродвигуна.

Висновок. Проведені дослідження і отримані результати дозволяють стверджувати, що шнек можна використовувати у якості робочого органу при розробці сапропелевих родовищ. Кут нахилу гвинтової лінії шнека повинен становити 67-72°. Якщо забірний пристрій довжиною 10 м розмістити під кутом 20° до поверхні озера, то у процесі добування буде видалено 8...10 % вільної води.

Література

1. Лопотко. М.З., Евдокимова Г.А. Сапропели и продукты на их основе. – Мн.: Наука и техника, 1986. – 191 с.
2. Шевчук М.Й. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання: Монографія. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 384 с.
3. Бодак В.І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01, 05.20.04. – Луцьк, 1996. – 190 с.
4. Дідух В.Ф., Шимчук О.П. Експериментальні дослідження процесу виділення води із сапропелю. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 14. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – с. 90-93.
5. Устройство для непрерывного обезвоживания сапропеля: А.С. 1726399 СРСР, МКИ А1 кл. С 02 F 11/12.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

В.П. Юрчук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

О.О. Кость

Луцький державний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВИХ ПОВЕРХОНЬ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ТЕОРІЇ СПРЯЖЕННЯ

У статті розглядається можливість визначення параметрів шнекових поверхонь шляхом використання теорії спряжених поверхонь. Використання даних залежностей дозволяє визначити до 10 параметрів поверхонь, які перебувають між собою в теоретичному кінематичному спряженні.

Постановка проблеми. При проектуванні та конструюванні шнекових робочих поверхонь сільськогосподарських машин та знарядь, які мають форму гвинтових гелікоїдальних поверхонь, все більше використовуються аналітичні та графо-аналітичні методи побудови поверхонь за допомогою діаграм кінематичного гвинта. Використання таких методів при сучасних інформаційних технологіях дозволяє ще на стадії проектування наглядно представляти кінематичні параметри шуканих поверхонь та вносити в процесі їх побудови необхідні конструктивні корективи.

У цьому випадку спряження даних поверхонь відбувається за лінійними контактами, тобто як для спряжених поверхонь з вищими кінематичними парами [1].

Аналіз останніх досліджень. Застосування цих методів дозволяє взаємно визначати параметри однієї поверхні за відомими параметрами іншої (як за прямим алгоритмом, так і за оберненим). Також, в цьому випадку, можна визначати параметри спряженої поверхні інструмента при прокатуванні шнекових гелікоїдальних поверхонь, в яких існує відносний гвинтовий рух – кочення з ковзанням [2, 3].

Формування цілей статті. Використання теорії спряження дозволяє розробляти програми та алгоритми для побудови різноманітних варіантів діаграм кінематичного гвинта, як для графічного визначення параметрів спряжених поверхонь і параметрів

їх взаємного розташування, так і параметрів їх взаємного переміщення.

Використання параметрів спряжених шнекових поверхонь дозволить отримати параметри для розробки та розрахунку геометричних моделей спряжених гвинтових поверхонь з лінійним дотиком та їх автоматичного формотворення на ЕОМ. Все це значно скоротить кошторисні затрати на проведення аналітичних та розрахунково-графічних робіт при конструюванні шнекових гелікоїдальних поверхонь за наперед визначеними геометричними параметрами.

Результати дослідження. При взаємному визначенні параметрів спряжених гвинтових гелікоїдальних поверхонь необхідно знати умови спряження поверхонь (наприклад Σ_1 та Σ_2), однією з яких є характер відносного руху даних поверхонь. Як раніше було сказано, це може бути кочення без ковзання, так і кочення спряжених поверхонь з ковзанням.

Так, при спряженні без ковзання відносний рух прямолінійної твірної s є обертальний рух, який можна описати наступним визначником поверхні $\Sigma_1(c, \omega_c)$. Для геометричного забезпечення теоретичного спряження даної поверхні Σ_1 з іншою гелікоїдальною поверхнею Σ_2 , при якому одна поверхня не буде входити в іншу, необхідно геометрично визначити вигляд другої поверхні. Ця задача має повну аналогію зі взаємним визначенням спряжених поверхонь у відомій системі «деталь – інструмент» чи спряжених поверхонь робочих органів вилчатого та дискового типів у системі «вилка - диск» [4, 5].

Наочним розв'язком в даному випадку є геометричний метод визначення спряженої поверхні гвинтового гелікоїда (Σ_2) за допомогою побудови діаграми кінематичного гвинта.

Базовою вихідною поверхнею в даному випадку є поверхня (Σ_1) гвинтового гелікоїда (Σ_1), який визначається такими геометричними параметрами:

1. Визначником евальвентичного (розгорнутого) гелікоїда є вираз: (c_1, h_1, ω_1) , де c_1 – вісь обертання гелікоїда, h_1 - гвинтовий параметр поверхні, який визначається відношенням поступальної швидкості u_1 до кутової швидкості ω_1 твірної α гвинтової поверхні (рис. 1);
2. Кутом α , який є кутом між твірною гелікоїда та його віссю c_1 ;
3. Радіусом основного циліндра r_1 гелікоїдальної поверхні шнека Σ_1 , який визначається: $r_1 = h_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha$;

4. Типом відносного руху спряжених поверхонь – розглядається кочення без ковзання;

5. Кутовою швидкістю відносного обертання прямої α , яку позначимо ω_α

6. Напрямом обертання спряженої пари шнеків, які приймемо однонапрямними (в цьому випадку знаки параметрів h_1 , та h_2 однаково направлені).

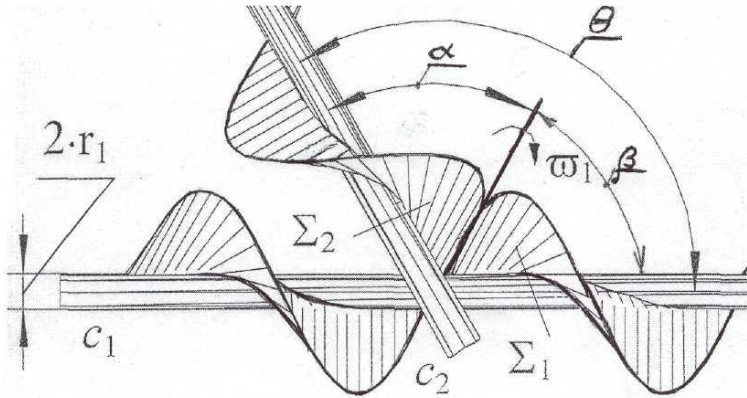


Рис. 1. Спряження евольвентних гелікоїдів при коченні, без ковзання

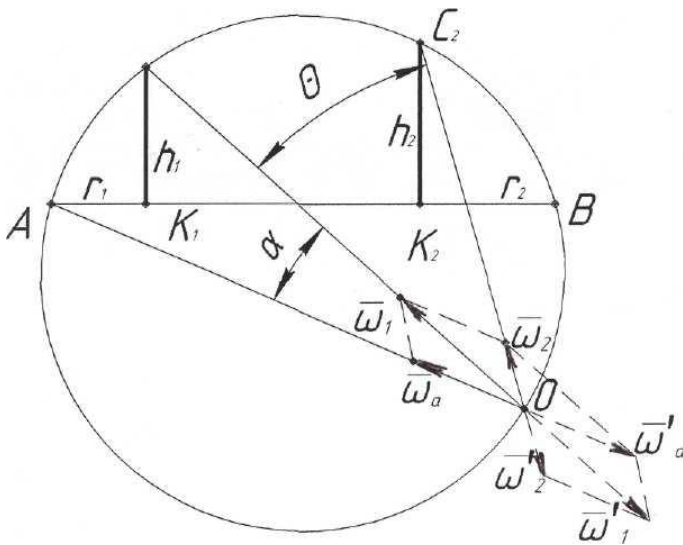


Рис. 2. Діаграма кінематичного гвинта для кочення з однаковим напрямом параметрів h_1 та h_2

Побудову діаграми кінематичного гвинта для спряжених гвинтових гелікоїдальних поверхонь шнеків необхідно побудувати як процес розкладання гвинтового руху вихідного базового шнека (c_1, h_1, ω_1) поверхні Σ_1 на обертання твірної a (a, ω_a) та гвинтовий рух (c_2, h_2, ω_2):

$$(c_1, h_1, \omega_1) \rightarrow (a, \omega_a) - (c_2, h_2, \omega_2).$$

Побудуємо графічно цей кінематичний гвинт за допомогою діаграми спряження гелікоїдальних поверхонь.

Алгоритм цієї побудови буде такий:

1. У вертикальному напрямку відкладаємо відрізок $C_1K_1=h_1$, розрахувавши його довжину (рис. 2), яка у певному масштабі дорівнює гвинтовому параметру $h_1=u_1^* \omega_1$;

2. З нижньої точки k_1 проводимо перпендикулярно до прямої C_1K_1 пряму A_1K_1 довжина якої дорівнює: $A_1K_1= r_1=h_1^*tg \alpha$;

3. Будуємо кут C_1OA так, щоб він дорівнював куту α ;

3.1. З точки A проводимо пряму AO ;

3.2. З точки C_1 проводимо пряму C_1O .

4. Через отримані три точки A, C_2, O проводимо коло шуканої діаграми гвинта;

5. Визначаємо точку B на продовженні прямої AK_1 до перетину з колом;

6. Відкладаємо з т. O напрямки продовження AO та C_2O (у певному масштабі) вектори кутових швидкостей ω_1 та ω_a ;

7. За правилом паралелограма визначаємо величину та напрям вектора кутової швидкості ω_2 спряженої гелікоїдальної гвинтової поверхні шнека ;

8. Знаходимо точку C_2 перетину з колом напрямку кутової швидкості ω_2 .

9. З отриманої точки C_2 проводимо перпендикуляр C_2K_2 до перетину з прямою AB .

10. Визначаємо величину відрізка C_2K_2 (з урахуванням прийнятого раніше масштабу), яка дорівнює гвинтовому параметру h_2 шуканої поверхні шнека Σ_2 .

11. Довжина відрізка K_1K_2 дорівнює відстані між осями спряжених гелікоїдальних поверхонь Σ_1 та Σ_2 .

Висновки:

1. На основі проведених побудов діаграми кінематичного гвинта можна визначити такі параметри поверхні Σ_2 :

а) Кут θ між осями спряжених гелікоїдальних поверхонь шнеків Σ_1 та Σ_2 .

б) Гвинтовий параметр h_2 спряженої поверхні Σ_2 .

- в) Напряв та величину кугової швидкості ω_2 твірної спряженої поверхні Σ_2 .
 - г) Відстань між осями спряжених поверхонь Σ_1 та Σ_2 , якою є знайдений відрізок K_1K_2 .
 - д) Радіус основного вала поверхні Σ_2 .
 - е) Кут β між твірною та віссю шуканої поверхні Σ_2 .
2. Наведений алгоритм дозволяє також вирішувати обернену задачу, тобто за відомою шнековою поверхнею Σ_2 визначати параметри вихідної поверхні Σ_1 .

Література

1. Люкшин В.С. Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов. – М.: Машиностроение, 1968:-372с.
2. Подкорытов А.Н., Браилов А.Ю., Тигарев В.Н. Построение сопряженных поверхностей эвольвентных геликоидов // Сучасні проблеми геометричного моделювання. – Харків: ХІПБ МВС України, 1998 частина 2. – С. 9 – 14.
3. Подкорытов А.Н., Тигарев В.М. Условия сопряжения конвалютного и архимедового геликоидов при качении со скольжением.// Труды ученых ОПУ. – Одесса, 1998. – Вып. 1(5). – С. 60 – 62.
4. Юрчук В.П. Удосконалення геометрії активних робочих органів типу «вилка – диск» при конструюванні коренезбиральних машин// Прикладна геометрія та інж. графіка. – 1991. – в с.52; С. 116 – 119.
5. А.Ф.Завгородний, В.И. Кравчук, В.П. Юрчук. Геометрическое конструирование рабочих органов корнеуборочных машин / Под ред. д-ра техн. наук, акад. УААН Л.В. Погорелого.- Киев: Аграрна наука, 2004.- 240 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.О. Надолинний

С.Ф. Юхимчук, к.т.н., Л.М. Дацюк, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ НАПІВПЕРЕХРЕСНОГО ПАСА ПІДБИРАЧА

У статті наводяться результати досліджень для визначення коефіцієнта опору напівперехресного паси підбирача за різних сил натягу. Зроблено аналіз та встановлено параметри, які мають вплив на значення коефіцієнта, а також вказано його застосування.

Постановка проблеми. Під час розробки та дослідження підбирально-повертального апарату необхідно знати як змінюється коефіцієнт опору від перехрещення паси. Отримавши коефіцієнт опору, можна його значення використати для розрахунку параметрів напівперехресної передачі підбирально-повертального апарата.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду встановлено, що досліджень з визначення коефіцієнта опору напівперехресного паси підбирача за різних сил натягу до цього часу не проводилось.

Мета дослідження полягає у визначенні коефіцієнта опору напівперехресного паси за різних сил його натягу.

Результати дослідження. Коефіцієнт опору від перехрещення паси k_{on} визначасмо за формулою:

$$k_{on} = \frac{M_{кр.перех.}}{M_{кр}}, \quad (1)$$

де $M_{кр.перех.}$ – крутний момент на привод напівперехресної передачі;

$M_{кр}$ – крутний момент на привод звичайної передачі.

Коефіцієнт опору напівперехресного паси підбирача за різних сил натягу визначали за допомогою лабораторної установки (рис. 1).

Пасова передача, що досліджувалась, має такі параметри: діаметр ведучого шківів 180 мм, діаметр веденого шківів 240 мм, довжина паси 2200 мм, ширина паси і висота шківів – 100 мм, товщина паси 10 мм. (Ці параметри відповідали параметрам пасової передачі, що знаходилася на підбирально-повертальному апараті). Цей коефіцієнт залежить від параметрів паси та його початкового натягу.

Установка для визначення коефіцієнта опору від перехрещення паси рис. 1 складається із ведучого шківів 2, який обертається в підшипникових вузлах на валі і до вала закріплена корба 8. Вилка 4, що утримує вісь шківів 3, має стержень, частина якого має квадратний

переріз, а інша частина круглий переріз із нарізаною різьбою. У пластині рами 7 зроблені два квадратні отвори, так що можна розміщувати вісь шківа 3 у горизонтальній площині разом з віссю шківа 2, або так, щоб край набігаючої вітки напівперехресного паса був у площині, дотичній до країв веденого і ведучого шківів, а вісь ведучого шківа була перпендикулярною до осі веденого. Натяг паса регулюється за допомогою стиснення пружини 5 регулювальною гайкою 6. До корби кріпили динамометр ДПУ–0,2–2.

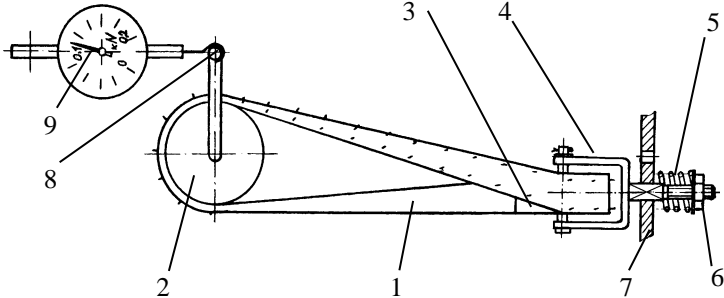


Рис. 1. Установка для визначення коефіцієнта опору від перехрещення паса: 1 – пас; 2 – ведений шків; 3 – ведучий-натяжний шків; 4 – утримуюча вилка; 5 – пружина; 6 – регулювальні гайки; 7 – рама; 8 – корба; 9 – динамометр

Досліди проводились в лабораторних умовах на установці, описаній вище (рис. 1). Пас 1 брали новий. На початку ведений шків 3 встановлювався в тій же площині, що й ведучий 2. Початковий натяг, задавався після стискання пружини 5 визначеної жорсткості з урахуванням сил натягів паса, які існують під час експлуатації, і дорівнював 800 Н. Спочатку прокручували цю пасову передачу, щоб зняти усі залишкові деформації, які міг набути пас у певному положенні. Потім до кінця рукоятки корби 8 приєднували динамометр 9. Відтягуючи динамометр перпендикулярно до рукоятки в момент, коли почнеться прокрутання корби, визначили силу, що показував динамометр, і позначили її F .

Добуток цієї сили F на плече L її прикладання (L – відстань від точки закріплення динамометра до центру обертання ведучого шківа), дасть нам крутний момент:

$$M_{кр} = FL. \quad (2)$$

Досліди проводились поступово у триразовій повторюваності із записуванням середніх значень моменту в журнал. Після чого,

змінюючи початковий натяг 850, 900, 950, 1000 Н [1, 2] відповідно до наведеної методики, знімали показник динамометра та за формулою (2) визначали значення крутного моменту на привод пасової передачі.

Знімаючи місце кріплення веденого шківів, переміщували його в площині, перпендикулярній до площини ведучого шківів, утворюючи напівперехресну пасову передачу (рис. 2) [3]. Аналогічно до звичайної передачі визначали значення крутних моментів на привод передачі залежно від початкового натягу паса. Натяг паса задавали аналогічний, тобто 800, 850, 900, 950, 1000 Н.

Після отримання середніх значень крутних моментів визначали коефіцієнти опору від перехрещення паса k_{on} за відповідних початкових натягів паса за формулою (1).



Рис. 2. Фото проведення експерименту

Щоб краще оцінити вплив початкового натягу у напівперехресній пасовій передачі на коефіцієнт опору, будемо графік цієї залежності (рис. 3). Тут на осі абсцис відкладаємо початковий натяг паса F_n , а на осі ординат – коефіцієнт опору k_{on} . Послідовно з'єднуємо точки на координатній площині і, графічно згладжуючи ці зв'язки, отримуємо криву (рис. 3), що відповідає залежності коефіцієнта опору у напівперехресній пасовій передачі від початкового натягу паса.

Висновки. Аналізуючи цю криву, можна зробити висновок про зростання коефіцієнта опору, а значить, затрат потужності на привод напівперехресної передачі через збільшення початкового натягу паса.

Під час зміни початкового натягу від 900 Н до 1000 Н зростання коефіцієнта опору порівняно незначне. Чим новіші паси, тим коефіцієнт опору більший.

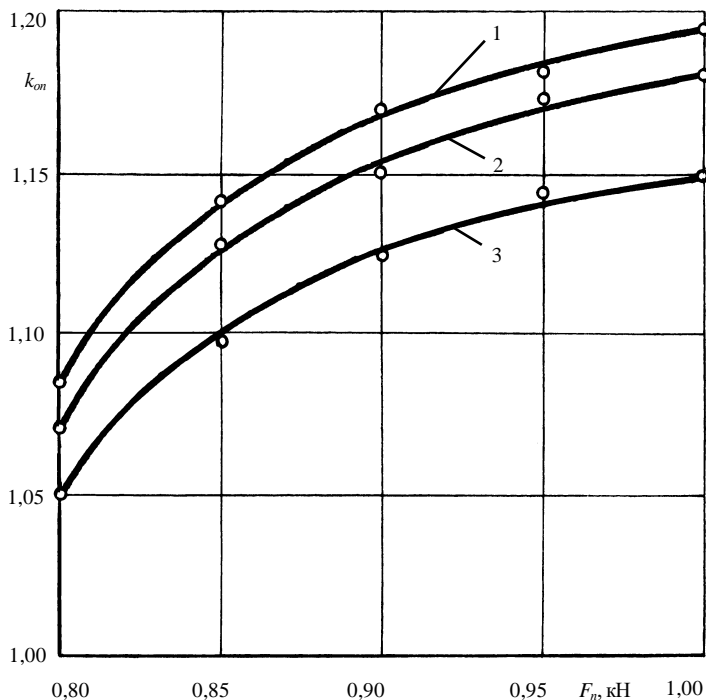


Рис. 3. Залежність коефіцієнта опору напівперехресної пасової передачі від початкового натягу паса: 1 – новий пас; 2 – 1 сезон роботи; 3 – 2 сезони роботи

Апроксимуючи цю криву гіперболічною функцією k_{on} від початкового натягу F_n , отримали функціональні залежності:

$$k_{on1} = \frac{F_n}{81,848 - 64,970 \cdot F_n} + 0,706; \quad k_{on2} = \frac{F_n}{66,964 - 53,571 \cdot F_n} + 0,685;$$

$$k_{on3} = \frac{F_n}{37,123 - 52,456 \cdot F_n} + 1,215.$$

Отримані формули можна використати для більш точнішого розрахунку напівперехресної передачі підбирально-повертального апарата.

Література

1. Хайлис Г.А. Теория и расчет льноуборочных машин: Труды Великолукского сельхозинститута. – Выпуск XXVI. – Елгава, 1973. – 333 с.

2. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985.– 232 с., ил.
Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 376 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис

УДК 631.35:633.521

С.Ф. Юхимчук, к.т.н., М.М. Толстушко, к.т.н., Л.М. Дацок, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ НАТЯЖНИКА БРАЛЬНОГО ПАСА ЛЬНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

У статті поданий опис підпружиненого натяжника брального пасу льнокомбайна і приведено його розрахунок.

Постановка проблеми. У сільськогосподарській техніці широко використовуються пасові передачі, і не тільки у приводах, але і як робочі органи. Зокрема, в льнозбиральних машинах паси застосовують в бральних апаратах для затискання і витягування з ґрунту стебел льону. Для натягу пасів використовують натяжні пристрої, найчастіше це натяжні ролики, кріплення яких можна переміщати регульовальним гвинтом. У цьому випадку натяг забезпечується за рахунок пружності пасу. Цей спосіб має найменшу тягову здатність і низьку довговічність пасу.

Також можна натяжного ролика підпружинити. При цьому забезпечується автоматичне самонатягання передачі в міру зростання передавального навантаження унаслідок постійного натягу веденої вітки пасу. Постійність тягової здатності при цьому способі натягнення пасу пояснюється таким. Для забезпечення можливості передачі крутного моменту в пасовій передачі створюють початковий

натяг паса. При передачі крутного моменту у ведучій вітці паса виникає зусилля F_1 , а у веденій – F_2 . У разі зростання передавального крутного моменту зусилля F_1 збільшується, а F_2 – зменшується, наближаючись до нуля при передачі максимального крутного моменту. При цьому починається ковзання паса на одному із шківів передачі і, як наслідок, зношування, нагрів паса, а надалі його розшарування і руйнування. При виконанні умови $F_2 = \text{const}$, пов'язаної з використанням рухомого підпружиненого ролика на веденій вітці, зусилля в цій вітці підтримується постійним. Ковзання паса може наступити тільки при крутному моменті, значно більшому граничного моменту за відсутності натяжного ролика.

Отже, при використанні натяжних підпружених роликів початковий натяг F_0 потрібно зменшувати. Згідно з даними досліджень Б.А. Проніна [1], при зменшенні початкового натягу на 50% довговічність пасів збільшується в декілька разів.

Тому ми пропонуємо для натягу браального паса використати натяжний пристрій, який складається із двох підружених роликів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В ЛДТУ під керівництвом проф. Г.А. Хайліса розроблено і виготовлено льонокобайн, який містить браальний апарат з поперечними браальними рівчаками. Натяжний пристрій цього апарата, який складається із двох жорстко закріплених роликів, досліджували проф. Г.А. Хайліс, доц. Л.М. Дацюк [2, 3], але для підпружиненого натяжника потрібні додаткові дослідження.

Метою дослідження є підвищення довговічності браального паса за рахунок обґрунтування основних параметрів і розроблення підпружиненого натяжного пристрою для льонобраального апарата з поперечними браальними рівчаками.

Результати досліджень. На рис. 1 показана схема браального апарата із запропонованим натяжним пристроєм. Привод браального паса 1 здійснюється від трьох ведучих шківів 3, натяг веденої вітки *аз* забезпечує натяжник 2. Даний натяжник складається із двох роликів, розміщених на шарнірно закріпленому коромислі. Коромисло через сполучну ланку зв'язане із підпружиненим повзуном. Сам натяжник кріпиться хомутами до кронштейнів двох ведучих шківів. Положення коромисла і натяг пружини регулюється регулювальним гвинтом, встановленим у швелері натяжника.

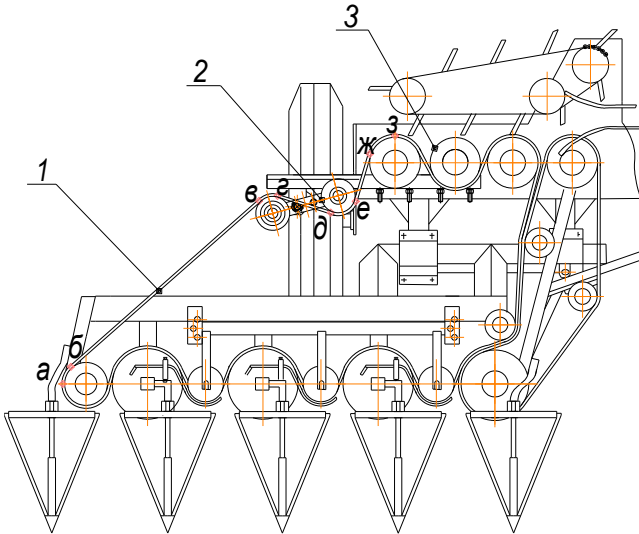


Рис. 1. Льонобральний апарат з поперечними бральними рівчками:
1 – бральний пас; 2 – натяжник, 3 – ведучий шків

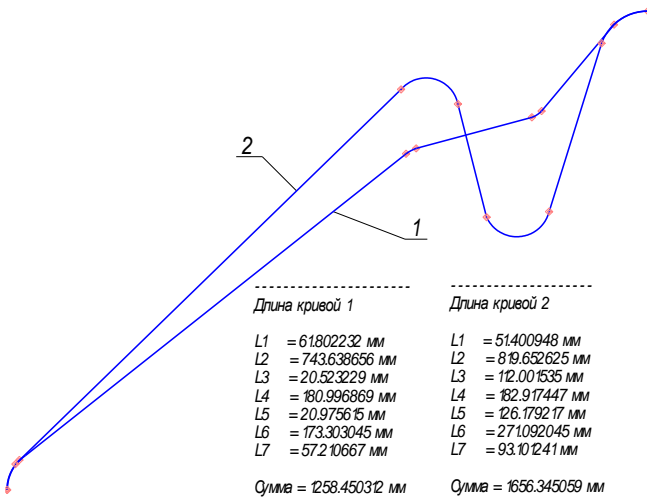


Рис. 2. Визначення довжини веденої вітки брального пасу при початковому – 1 і кінцевому – 2 положеннях натяжного механізму за допомогою програми “КОМПАС”

Креслення натяжника виконувалось за допомогою комп'ютерної програми "КОМПАС", що дозволило точно визначити можливі межі регулювання видовження брального паса (рис. 2). На цьому рисунку у вигляді кривої показано ведену вітку *аз* брального паса (рис. 1), яка складається з криволінійних (*аб, вг, де, жз*) і прямолінійних (*бв, гд, еж*) ділянок. Довжини цих ділянок і сумарні довжини кривих при початковому і кінцевому положенні натяжних роликів були автоматично пораховані комп'ютером. При радіусі натяжних роликів 50 мм, товщині паса 10 мм і можливому повороті коромисла на 90^0 довжина паса може змінюватись на 40 см.

Навантаження на вал натяжного ролика обчислюється за формулою:

$$F_r = 2F_0 \cdot \cos(\pi/2 - L/(2r + \Delta)), \quad (1)$$

де F_0 – початковий натяг паса; L – дуга охоплення ролика пасом; r – радіус ролика; Δ – товщина паса.

З досліджень [3] відомо, що для даного брального апарата при роботі натяг ведучої вітки складає 1158 Н, а веденої 842 Н. Оскільки натяжний пристрій підпружинений, то можна за початковий натяг паса взяти значення натягу у веденій вітці, що обґрунтовувалось на початку.

Для визначення зусилля, яке повинна забезпечувати пружина розглянемо схему натяжного механізму (рис. 3), для якого використаємо відомий з механіки принцип можливих переміщень.

Тут на шарнірно закріплене коромисло 3 з двох сторін діють сили $\overline{F_{r1}}$ і $\overline{F_{r2}}$ – сили, з якими натяжні ролики діють на пас. Ці сили визначаються за формулою (1), використовуючи рис. 2, на якому ділянка $L3$ відповідає дузі охоплення першого натяжного ролика, а ділянка $L5$ – другого. Ці сили можна замінити крутним моментом

$$M_F = F_{r1} \cdot b + F_{r2} \cdot (c + d). \quad (2)$$

При $a = 0,05$ м, $b = 0,075$ м, $c = 0,05$ м, $d = 0,075$ м у натяжному пристрої в початковому положенні буде створюватись крутний момент $M_{F_{min}} = 31,71$ Нм, а в кінцевому положенні – $M_{F_{max}} = 149,39$ Нм.

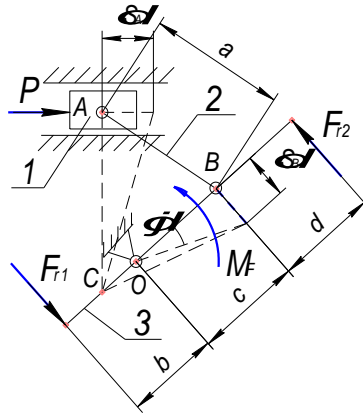


Рис. 3. Розрахункова схема натяжного механізму: 1 – повзун; 2 – сполучна ланка; 3 – коромисло

Від повертання коромисла 3 утримується ланкою 2, шарнірно з'єднаною із підпружиненим повзунком 1. Дію пружини на схемі показано силою \vec{P} . Для вибору пружини нам необхідно знати, в яких межах при регулюванні натягу паса буде змінюватись сила P .

В'язі, накладені на механізм, допускають такі можливі переміщення його ланок: поворот коромисла 1 з натяжними роликками на кут $\delta\varphi$ та переміщення повзуна 1 – точки A на δS_A . Рівняння робіт, яке виражає принцип можливих переміщень, отримає вигляд:

$$M_F \cdot \delta\varphi - P \cdot \delta S_A = 0. \quad (3)$$

Отже,

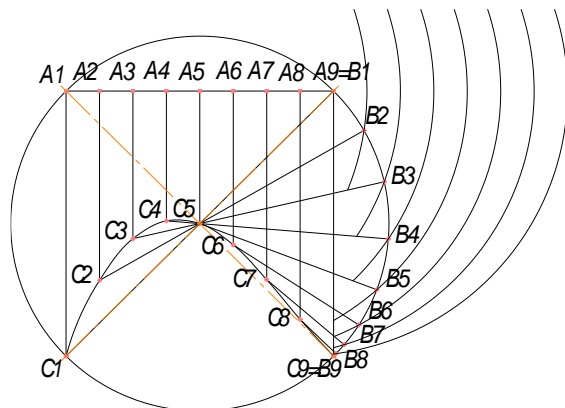
$$P = M_F \cdot \delta\varphi / \delta S_A,$$

де $\delta\varphi = \delta S_B / c$. Тому

$$P = M_F \cdot \delta S_B / (c \cdot \delta S_A).$$

Для визначення залежності між можливими переміщеннями δS_B і δS_A необхідно знати положення миттєвого центра обертання ланки AB – точки C . З рис. 3 випливає, що $\delta S_B / \delta S_A = BC / AC$. Для визначення цього співвідношення в різних положеннях натяжного механізму, використовуючи можливості програми “КОМПАС”, Виконаємо геометричні побудови та визначимо довжини $AC = La$ і $BC = Lb$. Для цього траєкторію переміщення точки A розбиваємо на вісім рівних частин і знаючи довжину ланки 2 та траєкторію руху

точки B , шукаємо проміжні положення точки B_i , з яких проводимо нормалі. Там, де ці нормалі перетинаються з відповідними нормаллями до проміжних положень точки A_i , ставимо точки C_i , які є миттєвими центрами обертань. Результати даних обчислень наведені на рис. 4.



$La_1 = 70.710678 \text{ мм}$	$Ls_1 = 100.000000 \text{ мм}$
$La_2 = 50.530064 \text{ мм}$	$Ls_2 = 80.551551 \text{ мм}$
$La_3 = 39.393663 \text{ мм}$	$Ls_3 = 68.133065 \text{ мм}$
$La_4 = 34.629280 \text{ мм}$	$Ls_4 = 58.868605 \text{ мм}$
$La_5 = 35.355339 \text{ мм}$	$Ls_5 = 50.000000 \text{ мм}$
$La_6 = 41.044695 \text{ мм}$	$Ls_6 = 39.488398 \text{ мм}$
$La_7 = 50.327023 \text{ мм}$	$Ls_7 = 26.834264 \text{ мм}$
$La_8 = 60.924832 \text{ мм}$	$Ls_8 = 13.163551 \text{ мм}$
$La_9 = 70.710678 \text{ мм}$	$Ls_9 = 0 \text{ мм}$

Рис. 4. Графічне визначення довжин $AC = La$ і $BC = Lb$
Отже,

$$P = M_F \cdot Lb / (c \cdot La). \quad (4)$$

Відношення Lb/La можна апроксимувати математичною залежністю, але для нашого випадку ми обчислимо проміжні значення цього співвідношення і відповідні їм значення зусилля P . При цьому приймемо припущення, що круглий момент коромисла змінюється пропорційно. Тому, якщо ми розглядаємо дев'ять точок, то різницю між моментами у кінцевому і початковому положеннях поділимо на вісім і знайдемо крок зміни моменту, який будемо додавати до попереднього значення. Результати розрахунку наведено в таблиці.

Таблиця. Результати розрахунку зусилля пружини

№ п/п	M_F , Нм	$\frac{Lb}{La}$	P , Н
1	31,71	1,41	894,22
2	46,42	1,59	1476,16
3	61,13	1,73	2115,10
4	75,84	1,70	2578,56
5	90,55	1,41	2553,51
6	105,26	0,96	2020,99
7	119,97	0,53	1271,68
8	134,68	0,22	592,59
9	149,39	0	0

Даний натяжник був виготовлений і встановлений на бральному апараті льонокомбайна (рис. 5).

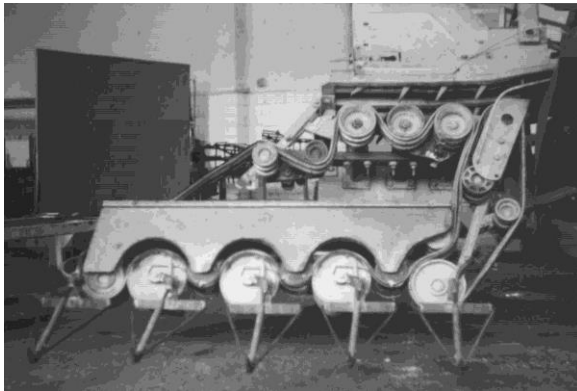


Рис. 5. Фото льонобрального апарата з підпружиненим натяжником

Висновок. За відомим діапазоном сил (остання колонка табл. 1) була розрахована пружина стиску, виготовлена із сталі 60С2А ГОСТ 14963-69, діаметром дроту – 6 мм, кількістю витків – 7, зовнішнього діаметру – 30 мм і довжиною 56 мм.

Розроблений підпружинений натяжний пристрій для брального апарата льонокомбайна дає можливість підвищити довговічність брального паса.

Література

1. Пронин Б.А. Ременные передачи. – В кн.: Справочник металлиста: В 5-ти томах. 3-е изд., перераб. Т. 1. – М.: Машиностроение, 1976. – С. 480 – 565.

2. Хайлис Г.А., Сартаков Н.С., Черников В.Г., Смирнов А.С. Регулировка натяжения теребильных ремней // Лен и конопля. – 1974. – №6. – С. 30–31.

3. Хайлис Г.А., Дацюк Л.М. Розрахунок опору в ривчаках льонобрального апарата з поперечними ривчаками // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Випуск 9. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 145 – 150.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 621. 855. 6

В. Ярошенко
Національний аграрний університет

УДОСКОНАЛЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАВАЧІВ

У статті розглянуто удосконалення багаторядних зірочок, що зменшують динамічні навантаження при встановленні однорядних ланцюгів та гумових демпферів; удосконалення шарнірів ланцюга із застосуванням беззношувальних пар тертя валик-втулка; а також удосконалення натяжного автоматичного пристрою; що забезпечує необхідне провисання ланцюга в автоматичному режимі.

Постановка проблеми. Аграрне виробництво нашої країни для забезпечення населення необхідною кількістю та якістю продуктів потребує комплексної механізації та автоматизації виробничих процесів на базі цілого ряду комплексів машин. Програмою виробництва комплексів машин для сільського господарства, переробної та харчової промисловості на 1998...2012 р.р. в Україні передбачено виготовити більше 500 машин з 10 пріоритетних напрямків [1].

Впровадження у виробництво запропонованого комплексу машин дозволить підняти рівень забезпеченості вітчизняною технікою в агропромисловому комплексі до 90...92%.

У більшості сільськогосподарських машин для передачі обертового руху на середні відстані застосовують ланцюгові та

пасові передавачі. Основні переваги ланцюгових передавачів полягають у такому: відсутність пружного ковзання тягового органа (ланцюга), застосування при суттєвих відстанях між валами ($a \leq 5000$ мм), досить високий ККД, менше, ніж у пасових передавачах навантаження на вали та опори, а також можливість передачі обертального руху одним ланцюгом одразу декільком валам.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню довговічності ланцюгових передавачів присвятили свої наукові праці такі вчені: Воробйов М.В., Дубиняк С.А., Петрик А.А., Глущенко І.І., Мокрицький І.Д., Іванов І.І., Кривий П.Д., Павлице В.Т. та багато інш. Вони встановили низку теоретичних закономірностей процесів роботи ланцюгових передавачів в умовах недостатнього змащування, запиленого середовища, точності монтажу передавачів та інш. Проте багато питань залишились недослідженими, а окремі з них взагалі не вивчалися [2, 3, 4, 5, 6, 7].

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є підвищення якості роботи ланцюгових передавачів за рахунок зменшення динамічних навантажень, збільшення довговічності шарнірів ланцюга за рахунок застосування нових пар тертя, а також зменшення затрат на обслуговування передавачів на підставі встановлення пристрою для автоматичного регулювання провисання холостої вітки.

Результати експериментальних досліджень. Зі збільшенням передавальної потужності необхідно застосовувати ланцюги великого кроку, а це призводить до виникнення великих динамічних навантажень. Застосування багаторядних ланцюгів не усуває усіх недоліків, а тому в таких випадках доцільно застосовувати зірочки із зміщеними вінцями на величину, що дорівнює відношенню кроку ланцюга до числа його рядів. Тут, зокрема, не потрібно використовувати багаторядні ланцюги, які дорогі у виробництві, а доцільно застосовувати однорядні. З метою зниження динамічних навантажень у приводах з багаторядними ланцюгами при незмінному числі зубців зірочок та діаметральних габаритів доцільно використовувати зірочки з двома або більшою кількістю вінців, кожний з яких встановлено на маточині із зміщенням по дузі діляльного кола на величину Δ , пропорційну відношенню крока ланцюга t до числа вінців z_g .

$$\Delta = \frac{t}{z_g}. \quad (1)$$

Зірочка для таких ланцюгових передавачів (рис.1) складаються з маточини 1 з дисками 2 та 11, зубчастих вінців 3, 4 та 5 (у даному

випадку для варіанта з трьома однорядними ланцюгами), що встановлені на маточині з можливістю повертання відносно неї. У зубчастих вінцях 3, 4 і 5 та дисках 2 і 11 виконано отвори під пружні елементи 6. Причому отвори виконано так, що при співпаданні їх осей зубці вінців 3, 4 і 5 зміщені за ділильним колом на величину, кратну відношенню кроку t до числа вінців z_b . Щоб обмежити осьове зміщення гумових елементів 6, на маточину 1 встановлено упорні шайби 7 і 8, які утримуються від зміщень замковими кільцями 9 та 10.

У зірочках, що мають два зубчастих вінці, проміжні диски 11 відсутні, а при числі вінців $z_b > 2$ встановлюють додатково проміжні диски 11, що спряжені з маточиною 11 за допомогою зубчастого (шліцьового) з'єднання 12. Отвори під гумові елементи 6 у проміжних дисках 11 та диску 2 виготовляють з однієї установки при забезпеченні спряження проміжного диска із шліцами маточини.

Кількість пружних гумових елементів 6 визначають із розрахунку їх на міцність при зсуві за такою залежністю:

$$Z_6 = \frac{8 \times 10^3 \times T}{D \times \pi \times d^2 \times [\tau]_{zc}}, \quad (2)$$

де T – крутний момент, що передається зірочкою, Нм; D – діаметр розміщення центрів пружних гумових елементів, мм; d – діаметр пружних гумових елементів (пальців), мм; $[\tau]_{zc}$ – допустиме напруження зсуву $[\tau]_{zc} = 0,4$ МПа, згідно з ГОСТ 6467 для цього використовують гумові шнури круглого перерізу з такими діаметрами 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 30, 35, 40, 45 і 50 мм.

Товщину дисків 2 та 11 вибирають при конструюванні зірочки такою, щоб уникнути взаємного контакту валиків сусідніх однорядних ланцюгів.

Шліцьове з'єднання 12 виконують, наприклад, за допомогою трикутних шліців. Кількість зубців на вінцях ведучої зірочки вибирають мінімально допустимою, при цьому наявність зміщених вінців дозволяє зменшити нерівномірність руху веденої зірочки із зміщеними вінцями та захистити урухомник від перенавантаження при запусканні двигуна. Застосування зірочки із зміщеними вінцями дозволить зменшити число зубців ведучої зірочки до $z_{1min} = 7$ без суттєвого збільшення нерівномірності руху урухомного ланцюга. При цьому нерівномірність руху буде не нижче ніж при $z_1 = 21$. Працездатність і довговічність ланцюгів та всього урухомника будуть значно вищі, ніж при застосуванні багаторядного ланцюга за рахунок зниження пульсацій швидкості, а також завдяки наявності демпфуючих гумових пружних пальців.

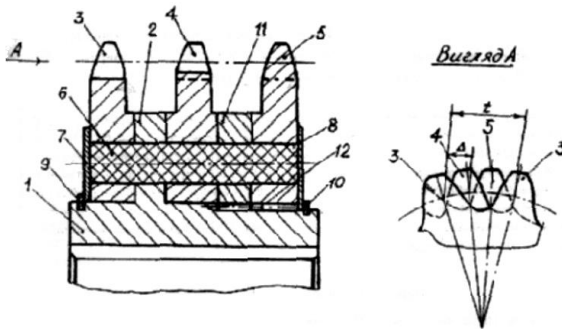


Рис. 1. Зірочка для трьох однорядних ланцюгів: 1 – маточина; 2 – диск основний; 3 – вінець лівий; 4 – вінець середній; 5 – вінець правий; 6 – палець гумовий; 7, 8 – шайба упорна; 9, 10 – кільце замкове; 11 – диск проміжний; 12 – з’єднання шліцьове

З метою підвищення довговічності шарнірів ланцюгових передавачів запропоновано таку конструкцію шарніра роликів ланцюга (рис. 2).

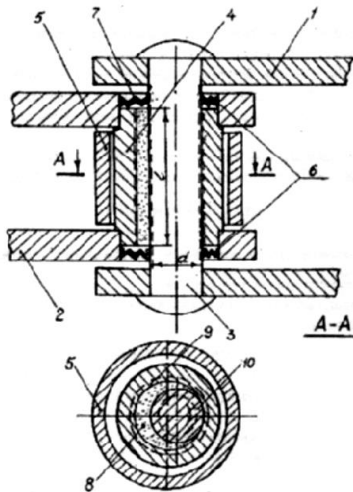


Рис. 2. Удосконалений шарнір роликів ланцюга: 1 – пластина зовнішня; 2 – пластина внутрішня; 3 – валик; 4 – втулка; 5 – ролик; 6 – ущільнення гумове; 7 – виступ ущільнення; 8 – мастило спеціальне; 9 – мідне покриття внутрішньої поверхні втулки; 10 – мідне покриття валика

У запропонованій конструкції ланцюга виконано надійне ущільнення пар тертя валик-втулка за рахунок встановлення нових оригінальних гумових ущільнень, які розміщені у внутрішніх пластинах ланцюга і які безклеєвим способом привулканізовані внутрішнім отвором до валика, а зовнішнім діаметром до отвору під втулку у внутрішніх пластинах. У даних ущільненнях тертя гуми об валик усунуто за рахунок внутрішнього тертя в гумі при деформації кручення нової конструкції ущільнення. А крім того, запропоновано використовувати металоплакуюче мастило пари тертя валик-втулка за рахунок заповнення простору мастилом на основі гліцерину з додаванням певної пропорції бронзового або мідного порошку, а поверхні пар тертя попередньо покриваються тонким шаром міді або її сплавів.

Ланцюг складається із зовнішніх 1 та внутрішніх 2 пластин. У зовнішніх пластинах 1 нерухомо закріплені валики 3, а у внутрішніх пластинах 2 – втулки 4. На зовнішній поверхні втулок 4 виконано проточки, довжина яких менша товщини внутрішніх пластин. При складанні шарнірів обертово рухомо встановлюється на втулку ролик 5, а запресовування внутрішніх пластин здійснюється так, що зовнішні поверхні пластин 2 виступають над торцями втулок. У кільцеві впадини внутрішніх пластин вмонтовують ущільнюючі кільця 6, які виготовлені з мастилотривкої гуми та мають у радіальному перерізі змінний профіль. Виступи 7 цього профілю виконані у формі спіралі Архімеда. Ущільнюючі кільця 6 шляхом вулканізації нерухомо з'єднані з внутрішньою пластиною 2 та валиком 3. Кільцевий зазор між валиком і втулкою при складанні заповнюють спеціальним мастилом 8, а поверхні тертя втулки 9 та валика 10 покривають міддю або її сплавами, наприклад, електрохімічним шляхом.

Місця контакту ущільнюючих кілець 6 з внутрішніми пластинами 2 та валиком 3 також покривають міддю чи її сплавами.

Таким чином, шарнір ланцюга за наявності покритих міддю поверхонь 9 та 10 і спеціального мастила 8, а також надійної герметизації за допомогою ущільнюючих кілець 6 зможе працювати в умовах вибіркового перенесення. Спочатку під дією мастила 8 (плазмостворюючого, наприклад, на основі гліцерину) мідь буде переходити з поверхонь 9 та 10 у розчин. Через певний період часу процес розчинення припиниться і відбудеться стійкий неокислювальний процес тертя міді по міді з дуже малим коефіцієнтом тертя ($f = 0,01 \dots 0,005$).

Надійна герметизація шарніра досягається постановкою ущільнюючих кілець 6, конструктивне виконання яких дозволяє

здійснювати повертання валика 3 відносно втулки 4 з невеликою деформацією гуми. Крім того, ці кільця допускають незначні осьові зміщення у межах зазору між внутрішніми 2 і зовнішніми 1 пластинами, а також радіальне зміщення у межах зазору між валиком 3 і втулкою 4. Нерухоме кріплення периферійних частин ущільнюючого кільця 6 до валика та внутрішніх пластин дозволяє замінити зовнішнє тертя між ними на внутрішнє тертя у гумі.

Отже, внаслідок такого конструктивного виконання зношування поверхонь шарнірів не відбуватиметься, а продукти тертя, що утворились при роботі шарніра, будуть виконувати позитивну роль у відновленні розмірів валика 3 та втулки 4, а тому шарнір роликового ланцюга стає практично незношуваним і застосування запропонованих ланцюгів у сільськогосподарському виробництві дозволить суттєво підвищити довговічність ланцюгових передавачів.

Звичайні ланцюгові передавачі вимагають періодичного регулювання натягу урухомних ланцюгів, яке може здійснюватись переміщенням однієї із зірочок (зміною міжосьової відстані), переміщенням натяжної зірочки або підпружиненими колодками [7].

Найраціональнішими є ланцюгові передавачі з автоматичним регулюванням натягу урухомного ланцюга. Цього можна досягти тоді, коли натяжний елемент виконаний у вигляді жорсткої зірочки з встановленим всередині її радіальною вальницею кочення та двома заспокоювачами розміщеними зовні по обидві сторони ланцюгових віток і прикріпленими до боковин, які жорстко закріплені до осі, встановленої у внутрішнє кільце вальниці. Конструкція такого ланцюгового передавача подана на рис. 3. (патент України №71072 МПК⁷ F16 H 7/08 Бюл. №11, 2004 р).

Ведуча зірочка 1 з ділильним діаметром d_1 та ведена зірочка 2 з ділильним діаметром d_2 охоплюються ланцюгом 3. Між веденою і ведучою вітками ланцюга 3 вільно встановлено натяжний елемент, виконаний у вигляді зірочки 4, що дає ділильний діаметр d_n . За величиною ділильний діаметр зірочки 4 має бути рівним або більшим, ніж у зірочки 2 ($d_n \geq d_2$).

У розточку зірочки 4 запресовано радіальну вальницю кочення 5 (бажано у закритому виконанні). В отворі внутрішнього кільця вальниці 5 поставлено вісь 6, до якої жорстко прикріплено боковини 7 та 8, наприклад, за допомогою гвинтів 9, 10, 11 та 12. До боковин 7 та 8 жорстко прикріплено заспокоювачі 13 і 14. Відстань між заспокоювачами 13 і 14 та вінцем зірочки 4 не перевищує чверті діаметра ролика ланцюга (на рис. 3 ланцюг не показано).

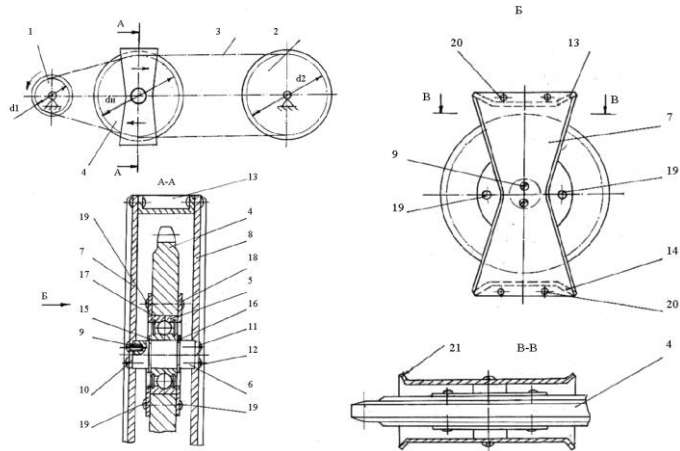


Рис. 3. Удосконалений ланцюговий передавач: 1 – зірочка ведуча; 2 – зірочка ведена; 3 – ланцюг рухомий; 4 – зірочка натяжна; 5 – вальниця кочення радіальна; 6 – вісь; 7 – боковина права; 8 – боковина ліва; 9, 10, 11, 12 – гвинт; 13 – заспокоювач верхній; 14 – заспокоювач нижній; 15, 16 – кільце пружинне; 17, 18 – кільце бокове; 19, 20 – заклепка; 21 – відбійник

Вальницю кочення 5 від осьового зміщення на осі 6 утримують два пружинних кільця 15 та 16, а від осьового зміщення у зірочці 4 – кільця 17 та 18, які прикріплені до зірочки, наприклад, за допомогою заклепок 19, а заспокоювачі 13 та 14 також жорстко прикріплені до боковин 7, 8, наприклад, заклепками 20. Боковини 7 і 8 у верхній і нижній частині мають вигнуті відбійники 21.

При роботі ланцюгового передавача ведуча зірочка 1 через ланцюг 3 приводить у рух ведену зірочку 2. Натяжна зірочка 4 збільшує відстань між ведучою і веденою вітками і тим самим зменшує провисання ланцюга. При зношуванні шарнірів ланцюга зірочка 4 автоматично наближається до ведучої зірочки 1 і вибирає зазор. Поздовжні та поперечні коливання ланцюга 3, що виникають при роботі передавача, затухають внаслідок контакту із заспокоювачами 13 і 14. Одночасно ці заспокоювачі утримують натяжний пристрій від випадання назовні з ланцюгового контуру. Зірочка 4, що обертається на вальниці 5, зменшує втрати на тертя і тим самим підвищується довговічність роботи ланцюгового передавача. Відбійники 21 не дозволяють виступаючим валикам ланцюга 3

зачіплятись за боковини 7 і 8, а плавно направляють його до зірочки 4. При середніх і великих міжосьових відстанях у ланцюговому передавачі виникають коливання у площині, що перпендикулярна контуру ланцюга, а боковини 7 і 8 разом з відбійниками 21 суттєво зменшують амплітуду цих коливань і утримують натяжний пристрій від випадання з контуру ланцюга.

Запропонований ланцюговий передавач успішно працює і у реверсивному режимі, бо заспокоювачі і боковини мають вхідні частини симетричні, а це суттєво підвищує їхню довговічність та надійність.

Висновки. Наведені вище удосконалення ланцюгових передавачів дозволять розширити сферу застосування ланцюгових передавачів, уникнути використання громіздких периферійних натяжних пристроїв та спростити або назавжди позбутися періодичного регулювання натягу ланцюгів, а також використання дорогих багаторядних ланцюгів.

Література

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунта. – Харків: Око, 2001 – 444с.
2. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1976. – 399с.
3. Ярошенко В. Ф. Зірочка // Патент України №24400 А F16 Н 55/30. Оpubл. 17.07.98. Бюл. №7-4с.
4. Ярошенко В. Ф., Рибалко В. М., Нагорний В. П. Ланцюгова передача // Патент України №71072 F16 Н7/08. Оpubл. 15.11.04. Бюл. №7
5. Орлов П. И. Основы конструирования Кн. 1. – М.: Машиностроение, 1997 – 623 с.
6. Ярошенко В. Ф. До розвитку конструкцій ланцюгових приводів у сільськогосподарських машинах // 36. Вісник Тернопільського державного технічного університету, 1999, том 4, число 3, с. 58...62.
7. Павлице В. Т. Автоматично регульована ланцюгова передача // 36. Вісник Тернопільського державного технічного університету, 1999, том 4, число 3, С. 48...51.
8. Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д.І., Тіщенко Л.М. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина І. Механічні передачі. Навчальний посібник. – Харків: ХНТУСГ, 2006.- 366 с.

Рецензент д.т.н. В.П. Ковбаса

ЗМІСТ

1. В.П. Бабій, О.П. Деркач, В.П. Ковбаса, В.О. Соломка. Обґрунтування параметрів уловлювача зерняткових плодів.....	3
2. Н.В. Багнюк, Л.В. Сичук, С.В. Ягелюк. Визначення висоти зони розташування насінневих коробочок стеблостою льону	9
3. В.М. Барановський, Н.А. Дубчак, М.Р. Паньків. Визначення коефіцієнта динамічної взаємодії коренеплодів.....	14
4. В.М. Барановський, М.Р. Паньків, О.Ф. Олійник. Експериментальні дослідження комбінованого доочисника вороху коренеплодів.....	23
5. В.М. Барановський, М.Р. Паньків. Розрахунок масових характеристик коренеплодів.....	30
6. А.И. Беловод. Об износостойкости восстановленного дискового копателя.....	44
7. А.И. Беловод, А.В. Горбенко, С.А. Браженко, А.А. Дудников. О путях повышения прочности восстанавливаемых деталей.....	48
8. І.І. Брошак, Г.С. Нагорняк. Обґрунтування параметрів приводу ямокопачів.....	53
9. Ю.В. Булік, Т.В. Божидарнік, І.М. Ілюшик. Конструкція канатно-скреперної установки для добування сапропелів	58
10. Б.М. Гевко, С.Г. Білик, А.П. Драган. Особливості виготовлення гвинтових гофрованих заготовок.....	63
11. І.Б. Гевко, О.А. Колесник. Обґрунтування параметрів гвинтових робочих органів ямокопача.....	69
12. О.П. Герасимчук. Конструктивні особливості льонобральних апаратів з поперечними рівчаками.....	74
13. О.В. Голій, Л.В. Сичук, Н.В. Багнюк, І.М. Дударев. Удосконалення борони для суцільного обробітку ґрунту на сходах цукрових буряків.....	78
14. Г.А. Голуб, О.М. Гайденко. Аналіз взаємодії поршня із субстратом під час його попереднього ущільнення.....	82
15. В.В. Грабовець. Кінетика сушіння частково віджатої сапропелю....	88
16. В.Ф. Дідух, В.В. Куденчук. Дослідження усадки сапропелю.....	94
17. В.Ф. Дідух, Д.С. Русаков. Дослідження впливу температури на липкість органо-мінеральних сумішей (ОМС).....	100
18. В.О. Дзюра, В.В. Крук. Конструкції індукторів для гартування шліцевих валів.....	108
19. І.М. Дударев, Р.В. Кірчук, Л.В. Сичук. Обґрунтування форми отвору для переміщення сипких матеріалів сушаркою.....	112
20. И.А. Дудников, Т.Г. Лапенко, А.И. Беловод. Упрочнение материала восстанавливаемых деталей машин методом обычного и вибрационного деформирования.....	118

21. А.С. Дячун. Технологічні основи виготовлення гвинтових гофрованих заготовок методом навивання.....	124
22. В.М. Ковальчук. Вплив обробітку ґрунту на властивості осушуваних земель волинського полісся.....	129
23. В.П. Ковбаса, В.О. Соломка, О.П. Деркач. Про подолання ускладнень при розв'язанні контактних задач пружності.....	133
24. В.П. Ковбаса, В.С. Ловейкін, К.І. Почка. Кінематика взаємодії ущільнюючого котка з шаром середовища обмеженої глибини.....	139
25. Л.Ю. Кокалюк. Дослідження процесу сушіння бороху насіння трав..	148
26. О.А. Колесник. Теоретичні передумови роботи гвинтової піднімально-транспортної лебідки.....	152
27. С.П. Коропченко, Р.Н. Гілязетдінов, О.А. Примаков. Вплив параметрів клиноподібного паса при затиску льонотрести	160
28. А.М. Коцюбинський, В.Г. Мирончук. Імітаційна модель роботи вакуум-апарата. Вплив початкового набору на процес кристалізації цукрози.....	166
29. Г.А. Лапенко, А.А. Дудников. К вопросу повышения надежности сельскохозяйственной техники.....	176
30. В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк. Інноваційні розробки для АПК: роторно-пульсаційна техніка у виробництві будівельних матеріалів	179
31. В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк. Нанотехнології – інноваційний напрямок розвитку у будівельній індустрії АПК.....	182
32. І.В. Логуш, В.О. Фльонц. Методика розрахунку конструктивних параметрів високо модульного зубчато-шліцевого вала.....	187
33. В.С. Лукач, В.І. Василюк, В.І. Макаєв. Деякі особливості роботи чотирьохвальцевого льонотеркового апарата.....	192
34. В.І. Макаєв. Вплив розтягнутості трести льону-довгунцю на вихід довгого волокна.....	196
35. Б.І. Москаленко. Структурне моделювання процесу виділення довгого волокна льону.....	199
36. О.О. Налобіна. Розробка та обґрунтування параметрів льонобралки з вузькозахватними секціями.....	203
37. О.О. Налобіна, О.П. Герасимчук. Аналіз навантажень на елементи рам льонобралок.....	211
38. М.І. Підгурський, М.Я. Сташків, Н.І. Хомик. Про опір дискових копачів бурякозбиральних комбайнів	218
39. С.Г. Панасюк, В.Ф. Дідух, Р.В. Кірчук. Математична модель процесу сушіння зерна кукурудзи в качанах.....	222
40. В.Й. Попко. Удосконалення машин для вирощування зернових культур	226
41. В.С. Пуць. Дослідження фрикційних властивостей торців стебел льону відносно поверхонь різних матеріалів	231

42 Є.Й. Ріпецький, Т.І. Рибак, І.Ф. Зарічний. Конструктивні та кінематичні особливості маніпулятора сільськогосподарських грейферних навантажувачів.....	235
43 Т.І. Рибак, А.Й. Матвіїшин, А.В. Бабій, В.І. Костюк. Математичне моделювання динамічних процесів причіпного обприскувача.....	239
44 В.В. Сацюк, А.В. Хомич, С.В. Дідух. Вплив сапропелю, що міститься в ґрунті, на ріст рослин.....	251
45 О.В. Соломка. Обґрунтування параметрів транспортера-живильника насінневого вороху льону.....	256
46 В.І. Солтисюк. Обґрунтування параметрів навісної трьохрядної коренезбиральної машини.....	264
47 М.В. Усенко, В.В. Войтович. Визначення сил, що діють на щоку сошника при його пересуванні в боковому напрямку.....	269
48 Г.А. Хайліс. расчет силы сопротивления и глубины колеи при качении по почве эластичного колеса	278
49 Г.А. Хайліс, В.І. Волошин. Дослідження роботи машини для розпушування стрічки стебел льону.....	293
50 Г.А. Хайліс, М.С. Драган, Н.О. Толстушко, В.А. Шейченко. О силах инерции точек катящихся колес.....	297
51 Г.А. Хайліс, В.Ф. Кузьменко, Н.О. Толстушко. О сопротивлении перемещению растений в наклонном трубопроводе переменного сечения.....	304
52 І.І. Чвартацький, П.М. Гнатко. Визначення показників економічної ефективності апарата точного висіву насіння.....	327
53 А.А. Чигрин. Влияние геометрии канала на режим течения магнитоуправляемой жидкости в пульсаторе доильного аппарата....	331
54 М.С. Шведик. Обґрунтування основних параметрів кінного картоплекопача роторного типу.....	337
55 О.П. Шимчук, В.А. Матвійчук. Обґрунтування доцільності використання шнека як засобу добування сапропелю.....	345
56 В.П. Юрчук, О.О. Кость. Визначення параметрів шнекових поверхонь шляхом використання теорії спряження.....	349
57 С.Ф. Юхимчук, Л.М. Дацюк, Визначення коефіцієнта опору напівперехресного паса підбирача.....	354
58 С.Ф. Юхимчук, М.М. Толстушко, Л.М. Дацюк. Аналіз роботи натяжника брального паса льонозбирального комбайна	358
59 В. Ярошенко. Удосконалення ланцюгових передавачів.....	365

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 виведення отриманих формул, конкретні посилання на джерело з якого взято отриману іншим науковцем формулу, але не потрібно наводити 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 посилення 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. Нумери 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. Позички 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 редагуватися.

Адреса редакції: 43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 360.

Тел. (03322) 6-05-41.

E-mail: lab-amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 15, 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: Л.Ю. Тиха
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь

Підписано до друку 15.06.2007 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 19,1. Наклад 300. Безкоштовно. Зам. 2909

Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Держкомінформу України ДК № 351