

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 14

Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ

Луцьк 2006

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 14. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – 306 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького державного університету, протокол № 3 від 31.10.2006 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.

Збірник розрахований на наукових працівників.

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

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (відповід. ред.), д.т.н., проф., акад. АНУ В.В. Божидарнік, д.т.н., проф., член-кор. УААН В.М. Булгаков, д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко, д.т.н., проф., член-кор. ІАУ М.М. Хелемендик, 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. М.М. Толстушко.

С.Г. Білик, к.т.н., І.І. Чвартацький, П.М. Гнатьо
Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного
університету

УДОСКОНАЛЕННЯ СІВАЛКИ ТОЧНОГО ВИСІВУ НАСІННЯ

Наведено конструкцію, принцип роботи та розрахунок конструктивних параметрів сівалки точного висіву насіння цукрових буряків з гасником горизонтальної швидкості насіння. Подано практичні рекомендації щодо вибору параметрів сівалки для однозернового висіву насіння.

Постановка проблеми. Технології точного землеробства – спосіб виробництва продукції рослинництва, який ґрунтується на застосуванні змінних норм внесення технологічних матеріалів (насіння, добрив, пестицидів) відповідно до потреб рослин на кожній елементарній ділянці поля.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемами однозернового висіву насіння займалися багато вчених [1, 2, 3, 4], однак цілий ряд питань залишилися невіршеними і потребують подальших досліджень.

Основний недолік існуючих конструкцій сівалок точного висіву насіння в тому, що вони вкладають насіння на глибину, яка коливається в бік зменшення, а також коливається віддаль між насінинами по довжині рядка. Це пов'язано з тим, що за час руху насінини з висівного апарата в борозну по похилій траєкторії із горизонтальною складовою швидкості, рівною швидкості сівалки, крім того, насінини підстрибують в борозні під час контакту з нею і в цей час присипаються ґрунтом на різних глибинах і віддаль.

Тому **метою** нашої роботи є уточнення агротехнічних вимог до сівалок точного висіву та удосконалення їх конструкції, яка б відповідала цим вимогам і синхронізації роботи висівного апарата з гасником горизонтальної швидкості переміщення насіння.

Результати дослідження. Основні агротехнічні вимоги до сівалки точного висіву насіння такі:

- вкладання насіння на задану глибину в борозну;
- витримувати задану віддаль між насінинами в рядках і на глибині;
- копіювати рельєф поверхні ґрунту поля;

- не допускати виносу частини вологи з ґрунту на поверхню;
- витримувати прямолінійність руху між рядками;
- не допускати осипання ґрунту борозни раніше ніж насінина ляже на її дно;
- не допускати зменшення глибини вкладання насіння в місцях ущільнення ґрунту колесами трактора при передпосівній підготовці ґрунту;
- закривати борозну і прикотковувати ґрунт для забезпечення його ущільнення і контакту з насінноюю.

Для усунення вказаних недоліків і виконання агротехнічних вимог сконструйовано сівалку точного висіву з гасником горизонтальної швидкості насіння.

Сівалка точного висіву з гасником горизонтальної швидкості насіння зображена на рис.1. Вона складається з бруса рами 1, на який встановлені опорно-приводні колеса 22, кронштейн навіски на трактор 2, кронштейни 3 з балкою 4 для кріплення апаратів точного висіву насіння 5 з насіннепроводами 7 і приводними зірочками 6. На брусі рами 1 хомутами прикріплена передня плита паралельної підвіски 9, яка кріпиться у вертикальному напрямі притисною пружиною 21, прикріпленою до корпусу кілеподібного сошника 18, в якому розміщена піхва 8 і розподільчий диск 10 з еластичними лопатками. До рами прикріплено кіль 18 з полицками 17, які створюють борозну для висівання насіння. На одній осі з розподільчим диском з лопатками 10 встановлено вилку 12, на кінці якої прикріплено опорно-приводне-прикочувальне колесо 14. Між кронштейном корпусу паралельної підвіски 9 і вилкою 12 встановлено гвинт 11 для регулювання глибини зароблення насіння, а на вилці також встановлені загортачі насіння 16 і шлейфи 15. Опорно-приводне-прикочувальне колесо 1 з'єднано з розподільчим диском з лопатками ланцюговою передачею 13. На задній плиті паралельної підвіски 20 на кронштейні прикріплена бритва 19, площина різання якої виставлена на рівні кінця кіля сошника 18, яка підрізає і розпушує ґрунт та створює умови для прокладання борозни.

Робота сівалки точного висіву з гасником горизонтальної швидкості насіння здійснюється таким чином.

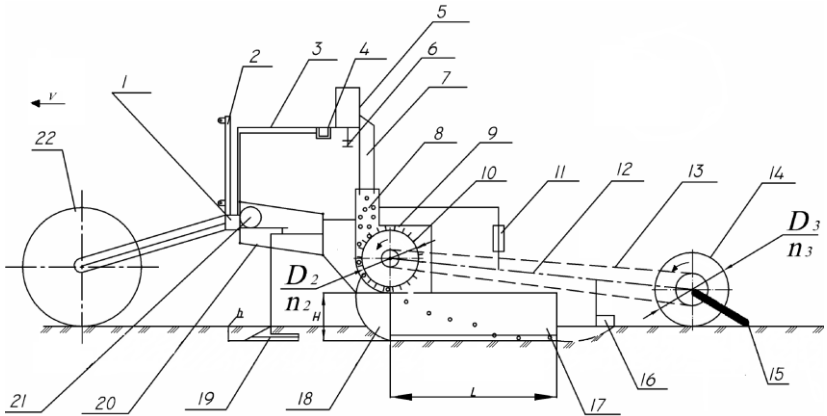


Рис. 1. Функціональна схема сівалки точного висіву з гасником горизонтальної швидкості: 1-рама; 2-кронштейн навіски; 3-кронштейн; 4-балка; 5-апарат точного висіву; 6-зірочка; 7-насінепровід; 8-піхва; 9-плита; 10- розподільчий диск; 11-гвинт; 12-вилка; 13-ланцюгова передача; 14-прикочувальне колесо; 15- шлейф; 16-загортач; 17-полічка; 18-кіль; 19-бритва; 20-підвіска; 21-пружина; 22-опорно-привідні колеса

Обертвий момент з приводного колеса 22 через ланцюгову передачу передається на привод кінчного редуктора (на кресленні не показано), а далі з ведучої шестерні через ланцюгову передачу на привідні зірочки 6 апаратів видачі насіння 5.

Насіння через насінепровід 7 потрапляє в піхву 8 корпуса сошника 9 апарату точного висіву насіння, а далі на розподільчий диск з еластичними лопатками колеса 10, де розганяється до швидкості руху сівалки, тільки в протилежному напрямі і випадає на дно борозни, зробленої кілем 18, утриманої від осипання на час падання полічками 17. Борозна загортається загортачами 16, прикочується колесом 14, а слід від колеса зарівнюється шлейфами 15. Глибина борозни регулюється гвинтом 11.

Частота обертання n_1 (у об/с) приводного колеса 22 сівалки визначається залежно від швидкості руху агрегату (без урахування ковзання коліс):

$$n_1 = \frac{V}{\pi D_1}, \quad (1)$$

де V – швидкість руху сівалки, м/с; D_1 – діаметр приводного колеса, м.

Таким чином насінина, яка випадає з апарата видачі насіння на розподільчий диск 10 з еластичними лопатками набирає швидкості сівалки в протилежному напрямі і в точці випадання насінини з висівного апарата її горизонтальна швидкість рівна нулю і вона вертикально падає на дно борозни. Висота падіння насінини приблизно 60 мм. Визначаємо довжину полицки сошника L , яка повинна утримати відкриту борозенку до попадання насінини на її дно. Для цього приймаємо підвищену швидкість сівби, яка забезпечує прямолінійність руху агрегату, покращує якість загортання насіння і відповідає V передачі трактора МТЗ-80 – 2,36 м/сек. За законом земного тяжіння, насінина яка падає з висоти H долітає до дна борозни за час (без урахування опору повітря):

$$t = \sqrt{\frac{2H}{g}}, \text{ с}, \quad (2)$$

де g – прискорення вільного падіння насінини.

За цей час сівалка проходить віддаль:

$$L = V \cdot \sqrt{\frac{2H}{g}} = 2,36 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,06}{9,81}} = 0,261 \text{ м}, \quad (3)$$

яка теоретично повинна відповідати довжині полицки.

Практично вносимо в конструкцію кільового сошника корективи і встановлюємо довжину полицки 270 мм. Корпус сошника зварений з штампованих деталей, двох виточних циліндричних корпусів, в які встановлюється вісь і сталний заточний кіль. Зварювання деталей проводиться в кондукторі, зварного автомата в середовищі вуглекислого газу. Розподільчий диск 10 з еластичними лопатками виготовлено з пластмаси методом гарячого пресування.

Частота обертання прикочувального колеса визначається з залежності (без урахування ковзання коліс):

$$n_3 = \frac{V}{\pi \cdot D_3}, \quad (4)$$

де D_3 - діаметр прикочувального колеса, $D \approx 0,5 \dots 0,7$ м.

Передаточне відношення i ланцюгової передачі між прикочувальним колесом і розподільним диском укладання насіння 10 повинно відповідати умові:

$$i = \frac{n_3}{n_2} = \frac{D_2}{D_3}, \quad (5)$$

де D_2 і n_2 - відповідно зовнішній діаметр розподільчого диска і частота його обертання, об/хв.

Продуктивність сівалки однозернового висіву можна визначити із залежності:

$$Q = 60n_4k_1k_2, \quad (6)$$

де Q – кількість зернин висіяних сівалкою за одиницю часу, шт./год.; n_4 – кількість обертів висівного апарату, об/хв.; k_1 – кількість комірок видачі зерен одного висівного апарата, об/хв.; k_2 – кількість висівних апаратів, шт.

На основі проведених досліджень можна зробити такі **висновки**:

1. Приведена конструктивно-кінематична компоувальна схему сівалки точного висіву цукрових буряків забезпечує заданий висів насіння механічним способом без пневматичної дії, що є менш енергозатратним і конкурентоспроможним.

2. Виведені аналітичні залежності для визначення кінематики приводу висівного апарата і гасника горизонтальної швидкості руху зернин, а також залежності для їх роботи при точному висіві насіння.

Література

1. Кардашевський С.В. Висевные устройства посевных машин. М.: Машиностроение, 1973. - 356с.

2. Машины точного посева промышленных культур: конструирование и расчет / В.С. Басин, В.В. Брей, Л.В. Погорельий и др. К.: Техника, 1978. - 157с.

3. Решитило О.М. Обґрунтування параметрів пневматиченого апарату внутрішнього заповнення для точного висіву зернових колоскових культур: Автореф. дис. ... канд. техн. Наук: 05.05.11 / Вінницький державний технічний університет. – Вінниця, 2005. – 21 с.

4.Гевко Б.М., Чвартацький І.І. Розрахунок висівного апарату сівалки точного висіву насіння. / Науковий журнал ТДТУ імені Івана Пулюя. –2005. - №4. - С.58-63.

5. Деклараційний патент України № 10433 Висівний апарат точного висіву насіння. Гнатю П.М., Чвартацький І.І. та інші. Бюл.№11,2005

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

В.В. Божидарнік, д.т.н, О.В. Максимович, к.т.н., Я.В. Максимович
Луцький державний технічний університет

РОЗРАХУНОК ЗОСЕРЕДЖЕНИХ СИЛ ДЛЯ ПІДРОСТАННЯ КРИВОЛІНІЙНИХ ТРІЩИН У ПЛАСТИНКАХ

У статті представлено алгоритм розрахунку зосереджених сил, за яких будуть поширюватися тріщини в пластинках та їх траєкторії. Алгоритм ґрунтується на описі тріщини сплайнами. На прикладах показана ефективність алгоритму.

Постановка проблеми. Розглядається випадок, коли тріщини розповсюджуються під дією зосереджених сил. Особливістю цієї задачі є те, що для підростання тріщин необхідно збільшувати за величиною прикладені зусилля. Знайдемо траєкторії розповсюдження тріщин та величину сил, які необхідні для руйнування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час розрахункові методи достатньо повно розроблені для випадку прямолінійного розповсюдження тріщин. В роботах [1, 2] запропоновано підхід до розрахунку квазістатичних криволінійних траєкторій підростання тріщин в ізотропних пластинках при втомних навантаженнях, в якому приймалось, що обидві вершини тріщини розповсюджуються симетрично відносно деяких осей чи точки або умови такі, за яких тільки проходить руйнування біля одної з вершин. В той же час важливого для практики випадку криволінійних траєкторій в літературі присвячено відносно невелику кількість робіт.

Метою дослідження є розрахунок траєкторії поширення тріщин та величини навантаження, яке викликає цей процес.

Результати дослідження. Для розв'язування поставленої задачі використаємо метод прослідковування [3, 4]. Тобто процес поширення тріщин розбиваємо на окремі етапи так, щоб прирости дуг тріщин на них були малими. На кожному з етапів визначаємо напрямок підростання тріщини та довжину дуг біля обох її вершин. Початковий напрямок зміни траєкторії θ знаходимо за допомогою відомих критеріїв, які мають вигляд

$$\theta = f(K_I, K_{II}), \quad (1)$$

де θ – кут, що відлічується від дотичної до тріщини у її вершині; K_I, K_{II} – коефіцієнти інтенсивності напружень (КІН).

Будемо розглядати далі найбільш поширений в літературі силовий критерій, згідно з яким підростання тріщини проходить у

площинці, де кільцеві розтягувальні напруження є максимальними. Тоді кут зміни напрямку поширення тріщини визначається за формулою [3]

$$\theta = 2 \arctg[(1 - \sqrt{1 + 8q^2} \operatorname{sgn} K_I) / (4q)], \quad (2)$$

де $q = K_{II} / K_I$.

Інші критерії поширення тріщин наведено в [3].

Алгоритм розв'язування задачі. Розділимо весь процес навантаження, який будемо характеризувати параметром p , на етапи. Припустимо, що ми вже знайшли рівняння тріщини в кінці n -ого етапу і позначимо: значення параметра навантаження через p_n (цей параметр в даній задачі невідомий); рівняння тріщини через $x = \varphi_n(t)$, $y = \psi_n(t)$, де t параметр, який змінюється в межах $-1 \leq t \leq 1$. Початковій тріщині припишемо номер 0 .

Для побудови рівняння тріщини будемо задавати координати точок на ній $(x_1^{(n)}, y_1^{(n)}), (x_2^{(n)}, y_2^{(n)}), \dots, (x_{N_n}^{(n)}, y_{N_n}^{(n)})$, де N_n – кількість вузлових точок. Значимо, що перша і остання точки відповідають вершинам тріщини, які позначимо через A_n, B_n . Крім цього, приймемо, що відомі значення параметра t , якому відповідають вузлові точки: $t_1^{(n)}, t_2^{(n)}, \dots, t_{N_n}^{(n)}$.

Відомо, що значення КІН істотно залежать від нахилу дотичної біля вершин тріщини. Тому розглядаємо випадок, коли відомі значення кутів нахилу дотичних у вершинах тріщини A_n, B_n до осі Ox , які позначимо через φ_n^A, φ_n^B . У зв'язку з цим будемо додатково задавати значення похідних на кінцях тріщини $y'_1 = dy/dx|_{x=x_1}, y'_N = dy/dx|_{x=x_N}$ або $x'_1 = dx/dy|_{y=y_1}, x'_N = dx/dy|_{y=y_N}$.

На основі заданих значень параметра та координат вузлових точок рівняння тріщини описуємо за допомогою кубічного сплайну, який є неперервним разом із двома першими похідними та має задані нахили дотичної у вершинах. Далі з використанням розробленого алгоритму, покладаючи значення $p=I$, знаходимо КІН для обох вершин тріщин A_n і B_n : $K_{I,II}(A_n), K_{I,II}(B_n)$.

У процесі руйнування можуть переміщуватися обидві вершини тріщини. Як показали розрахунки, процес руйнування при використанні силового критерію руйнування характерний тим, що КІН K_{II} практично рівний нулю. Тому для продовження поширення тріщин необхідно визначити значення параметра навантаження так,

щоб

$$\max(p_n K_I(A_n), p_n K_I(B_n)) = K_{Ic}.$$

За допомогою рівняння (1) знаходимо кути нахилу приростів тріщини для обох вершин відносно дотичних, які позначимо через θ_n^A, θ_n^B .

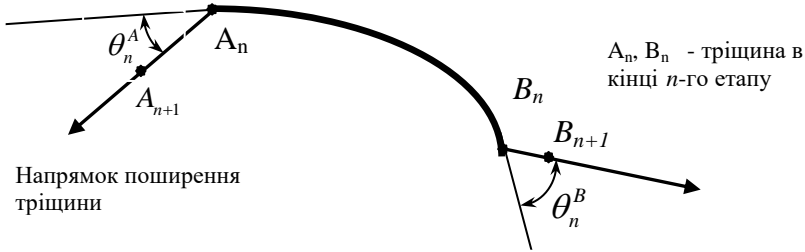


Рис 1. Схема поширення тріщини

Позначимо координати вершин тріщини на наступному етапі через A_{n+1}, B_{n+1} і відстані, на які вони перемістились, через $\Delta_{n+1}^A, \Delta_{n+1}^B$, де $\Delta_{n+1}^A = |A_{n+1} - A_n|$, $\Delta_{n+1}^B = |B_{n+1} - B_n|$. Тут ми прийняли, що тріщина підросла вздовж прямолінійного відрізка.

При розрахунках приймемо, що відстань, на яку перемістилась вершина з максимальним значенням на кожному з етапів рівна за величиною деякому значенню Δ , яке приймається малою величиною порівняно з довжиною початкової тріщини. Тоді отримаємо

$$\Delta_{n+1}^A = \alpha_{n+1} \Delta, \Delta_{n+1}^B = \beta_{n+1} \Delta,$$

$$\text{де } \alpha_{n+1} = \begin{cases} 1, & \text{якщо } p_n K_I(A_n) = K_{Ic}, \\ 0, & \text{якщо } p_n K_I(A_n) < K_{Ic}; \end{cases} \quad \beta_{n+1} = \begin{cases} 1, & \text{якщо } p_n K_I(B_n) = K_{Ic}, \\ 0, & \text{якщо } p_n K_I(B_n) < K_{Ic}. \end{cases}$$

На основі наведених співвідношень знаходимо координати вершин тріщини на новому етапі $A_{n+1}(x_{n+1}^A, y_{n+1}^A)$, $B_{n+1}(x_{n+1}^B, y_{n+1}^B)$,

$$\text{де } x_{n+1}^A = x_n^A + \Delta_{n+1}^A \cos \varphi_n^A, \quad y_{n+1}^A = y_n^A + \Delta_{n+1}^A \sin \varphi_n^A,$$

$$x_{n+1}^B = x_n^B + \Delta_{n+1}^B \cos \varphi_n^B, \quad y_{n+1}^B = y_n^B + \Delta_{n+1}^B \sin \varphi_n^B.$$

Тут $\varphi_{n+1}^A = \varphi_n^A + \theta_n^A$, $\varphi_{n+1}^B = \varphi_n^B + \theta_n^B$ – кути нахилу дотичних до тріщини у її вершинах до осі Ox .

Отримані результати дають можливість перейти до наступного етапу прослідковування за траєкторією тріщини. Для цього для опису тріщини вводимо в розгляд вузлові точки

$$(x_1^{(n+1)}, y_1^{(n+1)}), (x_2^{(n+1)}, y_2^{(n+1)}), \dots, (x_{N_{n+1}}^{(n+1)}, y_{N_{n+1}}^{(n+1)}),$$

де $N_{n+1} = N_n + 2$; $x_1^{(n+1)} = x_{n+1}^A$, $y_1^{(n+1)} = y_{n+1}^A$, $x_{N_{n+1}}^{(n+1)} = x_{n+1}^B$, $y_{N_{n+1}}^{(n+1)} = y_{n+1}^B$,

$$x_j^{(n+1)} = x_{j-1}^{(n)}, y_j^{(n+1)} = y_{j-1}^{(n)}, \text{ при } j = 2, \dots, N_n.$$

Рівняння тріщини записуємо за допомогою кубічних сплайнів, в яких додатково задаємо значення похідних у вершині тріщини, які визначаються через кути φ_{n+1}^A , φ_{n+1}^B . Таким чином, послідовно встановлюємо форму тріщини на наступних етапах та значення силового параметру, який забезпечує підростання тріщини на кожному з етапів. Наведені співвідношення дають можливість розраховувати процес розширення тріщин, якщо відомі співвідношення вигляду (1, 2).

Дослідження процесу руйнування пластинок під дією зосереджених сил. Розглянемо приклади розрахунку траєкторій тріщин та величини зосереджених сил. Прийmemo, що нескінченна пластинка послаблена прямолінійною тріщиною з півдовжиною a . Розглянемо спочатку випадок, коли пластинка навантажена зосередженою силою $(0, P)$, яка прикладена у точці $(0, ka)$. Розрахунки проведені відповідно до матеріалу з коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0.3$ та $K_{Ic} / \sqrt{a} = 10$ МПа. На рис. 2 зображено траєкторію розповсюдження тріщини (верхній графік), значення величини P/a середній графік та значення КІН на тріщині, коли сила прикладена в точці $(0, 0.5a)$. Із нижнього графіка видно, що $K_{II} \approx 0$ у процесі руху, що обґрунтовує вибраний вище критерій руйнування $\max(K_I(A), K_I(B)) = K_{Ic}$. З цього ж графіка видно, що при підростанні тріщини КІН зменшується, що відповідно вимагає збільшення величини сили для забезпечення підростання тріщини. З першого графіка видно, що тріщина підростає в напрямку розміщення прикладеної сили.

Розглянемо випадок, коли сила розміщена несиметрично відносно тріщини, що відповідно зумовить несиметричність траєкторій поширення тріщини. З цією метою розглянемо випадок, коли сила прикладена в точках $(0.5a, 0.5a)$, $(0.5a, a)$. Траєкторії поширення тріщини та значення необхідного зусилля зображено графічно на рис. 3 та 4 відповідно. Як видно з другого графіка, на цих рисунках вершини переміщуються з різною швидкістю, причому віддалена від сили вершина тріщини починає рухатись тільки з моменту часу, коли права тріщина досягає точки з номером 2. На початковій стадії для

підростання тріщини в квазістатичному режимі величину сил, що віддалені від тріщини більше за півдовжину, необхідно дещо зменшувати.

Дослідимо процес руйнування, коли початкова тріщина є криволінійною. З цією метою розглянемо параболічну тріщину, що описується рівнянням $y = 0.5(x^2/a^2 - 1)$, $-a < x < a$. Розглядається випадок двох сил $(0, P)$ і $(0, -P)$, які прикладені в точках $(0, a)$ і $(0, -a)$ відповідно (рис. 5). Із рисунка видно, що тріщина поширюється вздовж траєкторії, що лежить у нижній півплощині. В цьому випадку для підростання тріщин необхідно збільшувати навантаження згідно з середніми графіками.

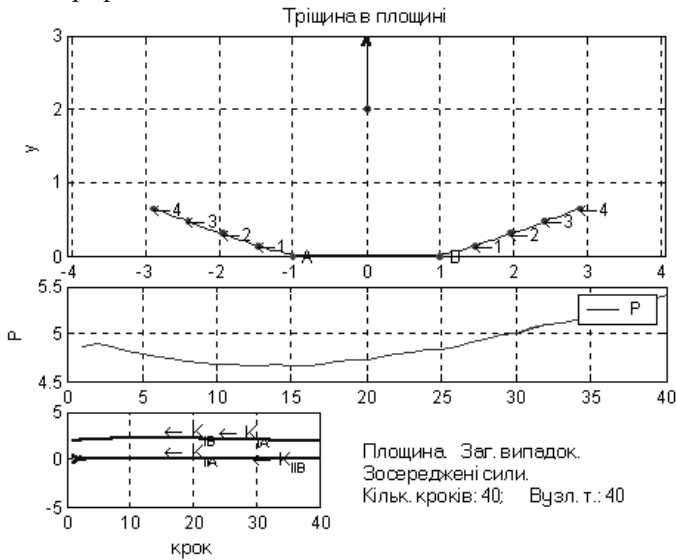


Рис. 2. Траєкторії поширення тріщини, значення необхідного зусилля та розподіл КІН. Сила прикладена в т. $(0; 0,5)$

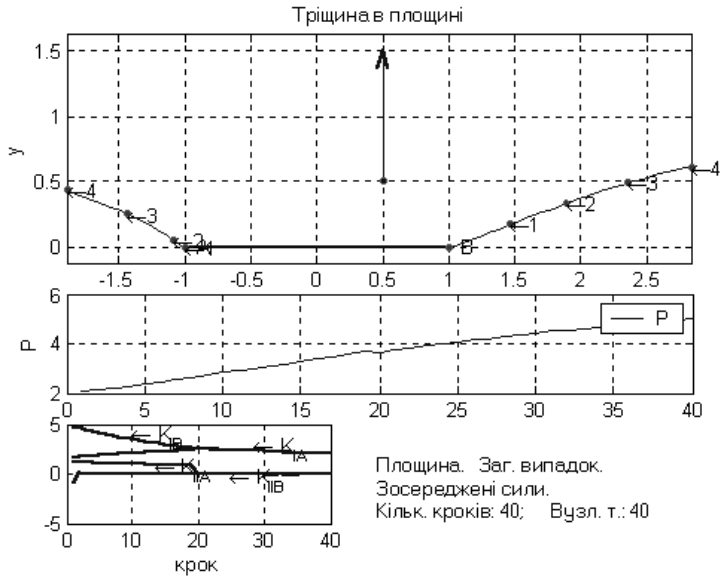


Рис. 3. Траєкторії поширення тріщини, значення необхідного зусилля та розподіл КІН. Сила прикладена в т. (0,5; 0,5)

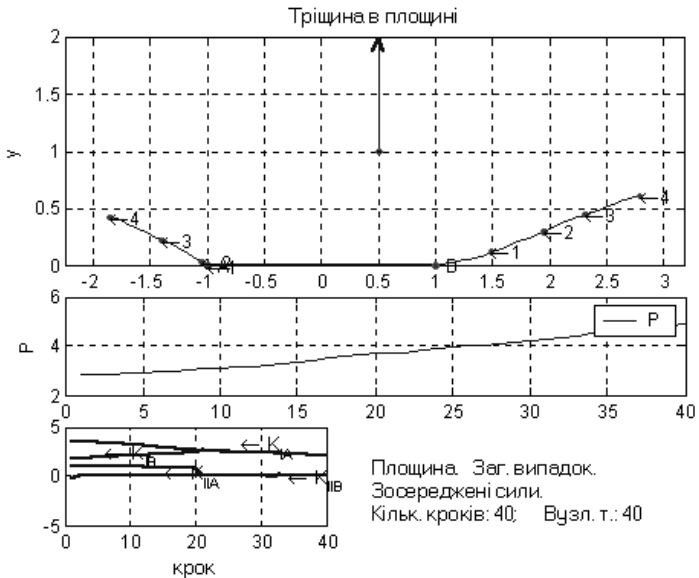


Рис. 4. Траєкторії поширення тріщини, значення необхідного зусилля та розподіл КІН. Сила прикладена в т. (0,5; 1)

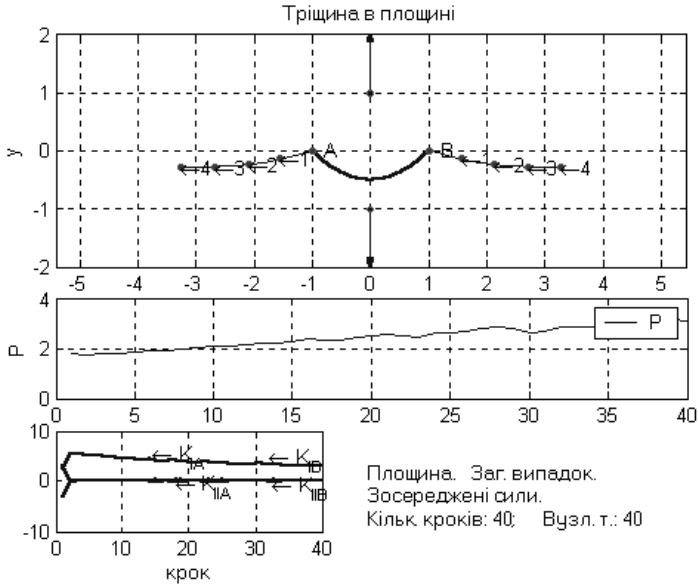


Рис. 5. Траєкторії поширення початково параболічної тріщини, значення необхідного зусилля та розподіл КІН. Сила прикладені в т. (0; 1), (0; -1)

Висновки. В роботі запропоновано алгоритм розрахунку криволінійних траєкторій поширення тріщин, зумовлених дією зосереджених сил. Проведено дослідження траєкторій поширення тріщин, залежно від розміщення та величини сил. На основі наведених графіків можуть бути визначені величини сил, які необхідні для розповсюдження тріщин по знайдених траєкторіях.

Література

1. Саврук М.П., Осив П.Н., Прокопчук И.В. Численный анализ в плоских задачах теории трещин. - К.: Наукова думка, 1989,-248 с.
2. Саврук М.П. Двумерные задачи упругости для тел с трещинами. - К.: Наукова думка, 1981. - 324 с.
3. Божидарник В.В., Максимович О.В. Пружна рівновага анізотропних пластинок з отворами і тріщинами // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій. В 2-х т. – Львів: Каменяр, 1999. –Т. 2.– Вип. 2. –С. 255 – 259.
4. Панасюк В.В. Деякі проблеми механіки руйнування та міцності матеріалів. // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій. – Львів: Каменяр, 1999.–Вип.2. –Т.1.–С.9–20.

І.І. Брошак, к.т.н.

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

СТЕНДОВЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗРІЗАННЯ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ НА СМУГИ

Наведено обґрунтування конструкції приводів для установки порізки конвеєрної стрічки на смуги для сільськогосподарських машин. Виведені аналітичні залежності для визначення силових параметрів захисних пристроїв установки і дані практичні рекомендації щодо їх проектування.

Постановка проблеми. Широкого застосування в приводах сільськогосподарських машин пруткових, стрічкових, ковшових, скребкових транспортерів замість ланцюгових передач набули конвеєрні стрічки (КС) з відкритими трапецієподібними виступами для зачеплення з відповідними шліцевими виступами на приводних валах, що забезпечує передачу обертового руху без пробуксовування та перекосів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питаннями захисту приводів від перевантаження присвячені роботи ряду авторів [1, 2, 3], однак певні питання залишаються невирішеними.

Як показали дослідження [1], при розрізанні конвеєрних стрічок та інших еластомерів ріжучі інструменти засолонюються гумово-полімерними покриттями і при цьому зусилля різання збільшується в 2...3 і більше разів. Сюди слід ще додати і затуплення ножів, що теж приводить до значних перевантажень. Тому питання захисту приводів обладнання для розрізання конвеєрної стрічки від перевантаження є актуальним і має важливе значення.

Метою роботи є визначення силових характеристик захисних пристроїв установки для порізки конвеєрної стрічки.

Результати дослідження. Установка для розрізання конвеєрної стрічки на смуги (рис. 1) складається з рами 3, на якій встановлено основні вузли та механізми: електродвигун 2, пульт керування 4, нижній 5 і верхній 6 приводні вали ножових блоків 8, з паралельними осями, а кути загострення різальних ребер розміщені всередині блоків.

Між дисковими ножами встановлено регулювальні втулки 9, причому дискові ножі встановлено на нижньому і верхньому приводних валах навпроти розпірно-регулювальних втулок співвісного вала з можливістю обертання за напрямком захоплення і подачі конвеєрної стрічки 12 в зону різання. Зовнішні діаметри

регулювальних втулок менші від зовнішніх діаметрів дискових ножів на величину вільного проходження конвеєрної стрічки.

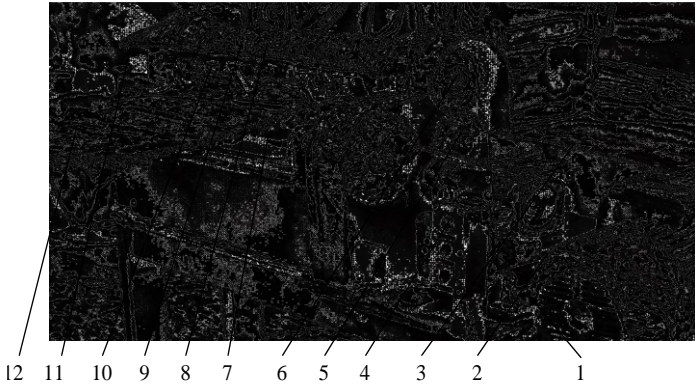


Рис. 1. Загальний вигляд установки для розрізання конвеєрної стрічки з п'ятьма ножовими блоками: 1-станина; 2-електродвигун; 3-рама; 4-пульт керування; 5, 6-відповідно нижній і верхній приводні вали; 7-подаючий шліцевий вал; 8-дискові ножові блоки; 9-розпірно-регулювальні втулки; 10-притисковий вал; 11-відкидний кронштейн; 12-конвеєрна стрічка

Технічна характеристика установки: електродвигун А (АОЛ) 02-22-4, потужністю 1,5 кВт, кількість обертів – 1400 об/хв.; ножі різальні $\varnothing 105$ мм, матеріал сталь У8А, твердість HRC 60-65 одиниць, кут заточування ножа при вершині 20° ; швидкість різання 0,2 м/с; подача 12,54 м/хв.

Відповідно потужність різання визначено за формулою:

$$N_{\text{різ}} = \frac{P_p \cdot \sin \varphi \cdot V}{61150,8}, \quad (1)$$

де V – швидкість різання, м/хв.; P_p - зусилля різання дисковими ножами, Н; φ - кут прикладання рівнодійної на ножових дисках, град.

Зусилля різання дисковими ножами залежить від площі зрізу та сили опору матеріалу різання і визначається за формулою [1]:

$$P = \tau_0 \left[\frac{S^2}{8 \operatorname{tg} \varphi} + \frac{(S/2 + S_1)^2}{2 \operatorname{tg} \varphi'} + \frac{\pi D^2}{1440} (\varphi_3 + \varphi_3') - D \left(\frac{\cos(\varphi_3/2) \cdot S}{\sin \varphi} + \frac{\cos(\varphi_3'/2) \cdot (S/2 + S_1)}{4 \sin \varphi'} \right) \right], \quad (2)$$

де τ_0 - опір матеріалу різання, Па; S – товщина стрічки, м; φ, φ' - кути прикладання рівнодійної відповідно на верхньому і нижньому ножових дисках, град; D – діаметр диска, м; φ_3, φ'_3 - кути різання відповідно на верхньому і нижньому ножових дисках, град; S_1 – товщина виступів.

Для проведення досліджень запобіжних елементів приводів установок для розрізання конвеєрної стрічки спроектовано та виготовлено спеціальний стенд з порошковими гальмами моделі ПТ-20 і ПТ-40 та розроблено методику дослідження цих приводів.

На рис. 2 представлена принципова схема стенду для дослідження багатофункціональних запобіжних муфт. Загалом стенд складається зі зварної рами 1, на якій встановлений електродвигун 19, який послідовно з'єднаний з гідронасосом гідростатичної передачі, а також масляний бак 17 з фільтром 18, гідростанцією 16 та гідропроводами. Зверху на рамі 1 розміщена плита 3 на якій закріплені гідродвигун 2, що з'єднаний з гідронасосом 20, а також через ланцюгову муфту 4, з перетворювачем обертового моменту 5. Перетворювач крутного моменту конструктивно виконуються у вигляді тензовала, на який наклеєні тензодатчики, з'єднані за півмостовою схемою через струмознімачі з тензонаметричним підсилювачем (Топаз-4) і самописцем (Н 338-ІП).

Частота обертів визначається за допомогою диска, що закріплені на тензовалі, по периметру якого через рівні відстані і на однаковому радіусі розміщені 60 отворів. На тому ж радіусі по різні сторони диска встановлені освітлювальна лампа і фотодіод, який сприймає почергові світлові сигнали у вигляді імпульсів внаслідок обертання диска. Частота імпульсів рівна частоті обертання вала приводу. Сигнал передається на цифровий частотомір (модель ЧЗ-34А) де відображається на екрані у вигляді частоти обертів приводного вала. Вал перетворювача крутного моменту через ланцюгову передачу контактує з валом редуктора 6, що закріплені до плити 7. Дана плита шляхом надання обертового руху гвинту, може переміщатися по направляючих рами 1 перпендикулярно до плити 3. На вихідний вал редуктора 6 та відповідний вал перетворювача крутного моменту 9 встановлюється муфта 8. Перетворювач крутного моменту жорстко кріпиться до плити та напрямних рами 1, які сумісно з гвинтом 14 забезпечують синхронне переміщення плити з перетворювачем крутного моменту 9 та плити 11 в осьовому напрямку перпендикулярно переміщенню плити 7. На плиті встановлене порошкове гальмо 12, (ТП-20) або ТП-40, які з'єднані з перетворювачем крутного моменту карданним валом 10.

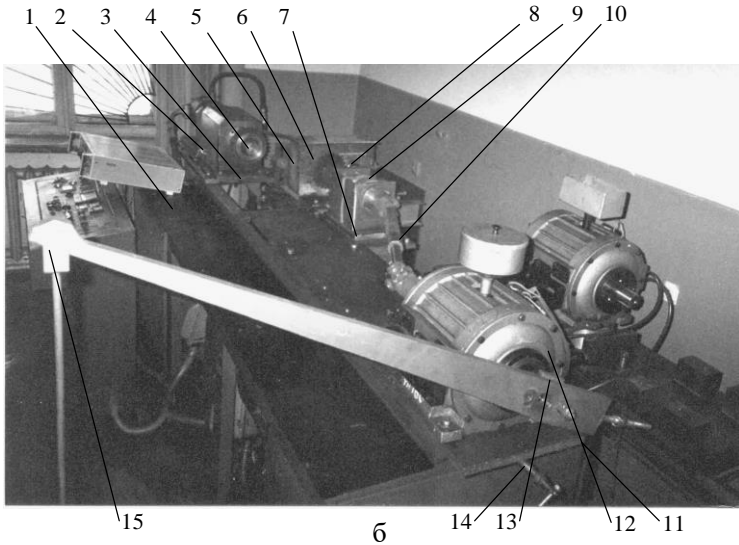
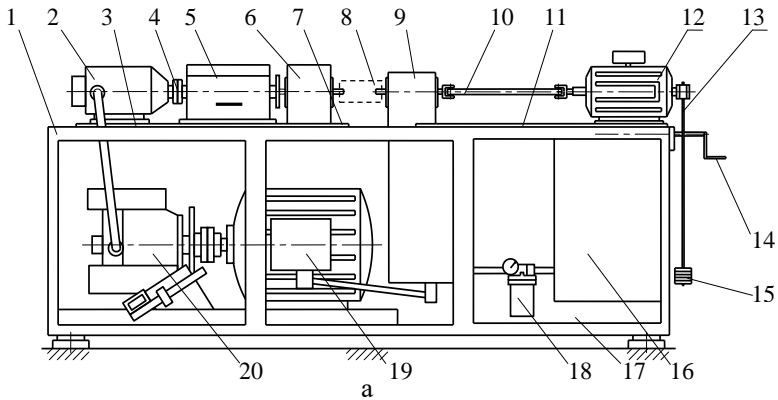


Рис. 2. Принципова схема (а) та загальний вигляд (б) стенда для дослідження багатофункціональних запобіжних муфт устаткування з розрізання консервних стрічок сільськогосподарських машин: 1-рама; 2-гідродвигун; 3, 7, 11-плити; 4-ланцюгова муфта; 5-перетворювач обертального моменту; 6-редуктор; 8-муфта; 9-перетворювач крутного моменту; 10-карданний вал; 12-порошкове гальмо; 13-тарувальний важіль; 14-гвинт; 15-вантаж; 16-гідростанція; 17-бак; 18-фільтр; 19-електродвигун; 20-гідронасос

Порошкове гальмо дозволяє змінювати величину моменту опору шляхом зміни струму в котушці збудження. На вихідний вал порошкового гальма за допомогою шліцевого з'єднання встановлюється тарувальний важіль 13 з вантажем 15.

Таблиця 1. Технічна характеристика стенда для дослідження експлуатаційних характеристик запобіжних муфт

№ п/п	Характеристика	Значення
1.	Потужність двигуна, кВт	40
2.	Діапазон регулювання частоти обертів, об/хв.	0 - 1500
3.	Максимальний крутний момент, Н·м	500
4.	Максимальний момент опору, Н·м	400
5.	Спосіб створення навантаження	порошкове гальмо ПТ-20 або ПТ-40М
6.	Спосіб вимірювання крутного моменту	тензометричний
7.	Габаритні розміри, мм	2800×800×1500
8.	Діапазон зміщень: - кутового, град - радіального, мм - осьового, мм	0...45 0...250 ±350

Основною силовою установкою стенду є гідродвигун, який приводиться в рух за допомогою гідронасоса. Дана силова установка дозволяє забезпечувати високі величини крутного моменту та швидкості обертання з можливістю широкого діапазону і плавності їх регулювання, що є важливим фактором для дослідження багатофункціональних запобіжних муфт. Зовнішній вигляд силової гідравлічної установки представлений на рис. 3.

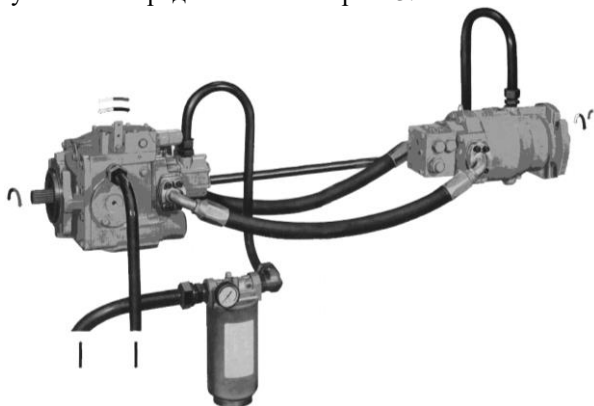


Рис.3. Зовнішній вигляд силової гідравлічної установки

Результати експериментальних досліджень, залежності величини крутного моменту та подачі робочої рідини від числа обертів на вихідному валу гідродвигуна для двох величин робочого тиску (21 МПа і 35 МПа) зображено на рис. 4.

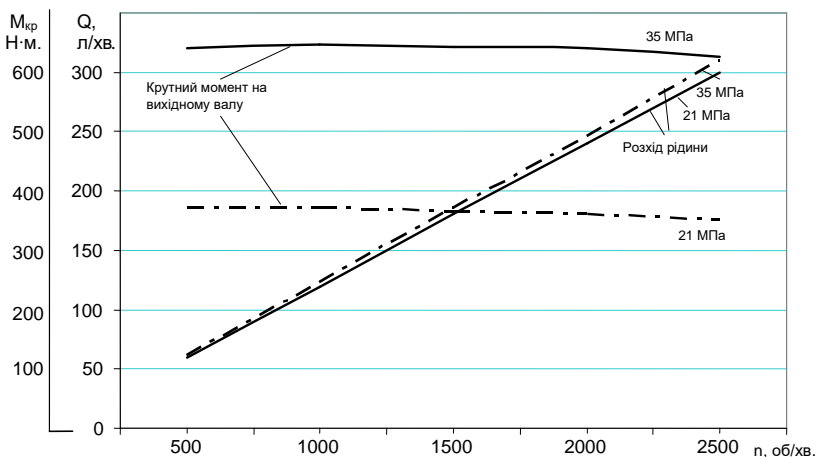


Рис. 4. Залежність величин подачі робочої рідини та крутного моменту на вихідному валу гідропроводу від його частоти обертання для заданих величин робочого тиску (21 МПа і 35 МПа)

При цьому встановлено, що при зростанні числа обертів на вихідному валу гідродвигуна збільшується розхід робочої рідини і зменшується крутий момент. Так при робочому тиску 21 МПа для забезпечення обертання вихідного вала з швидкістю 500 об/хв розхід робочої рідини становитиме 60 л/хв, а крутий момент становить 375 Н·м. При робочому тиску 35 МПа для забезпечення обертання вихідного вала з швидкістю 500 об/хв. розхід робочої рідини становитиме 61 л/хв, при цьому крутий момент становить 633 Н·м. Для забезпечення обертання вихідного вала гідродвигуна з швидкістю 2500 об/хв. при робочому тиску 21 МПа розхід робочої рідини становитиме 300 л/хв, при цьому крутий момент становить 360 Н·м.

У результаті експериментальних досліджень встановлено, що зі збільшенням числа обертів вихідного вала гідродвигуна крутий момент на ньому значно зменшується. Розхід робочої рідини при цьому збільшується прямолінійно. При збільшенні робочого тиску до

14 МПа крутний момент на вихідному валу збільшення на 240-260 Н·м залежно від числа обертів вихідного вала гідродвигуна. Також можна зазначити, що розхід рідини збільшується тільки зі збільшенням числа обертів вихідного вала і практично не залежить від зміни робочого тиску.

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

1. Запропонована установка для розрізання конвеєрної стрічки відпрацьована на технологічність і впроваджена у виробництво.

2. Захисний пристрій установки відпрацьований на технологічність і пройшов випробування на експериментальному стенді, який розглянуто в статті.

3. Встановлені залежності зміни крутного моменту від тиску в гідросистемі установки.

Література

1. Логуш І.В. Технологічне забезпечення виготовлення стрічок з зубчастих гумово-кордових рулонних заготовок: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Тернопільський ДТУ. ім. І. Пулюя. - Тернопіль, 2006. - 20с.

2. Иванова В.Н., Алешунина Л.А. Технология резиновых изделий 3-е изд. - Л.: Химия, 1988. -264 с.

3. Кошелев Ф.Ф, Корнев А.Е., Буканов А.М. Общая технология резины. 4-е изд. доп. и перераб. - М.: Химия, 1978. - 528с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

В.М. Булгаков, д.т.н., І.В. Головач, к.ф.-м.н.
Національний аграрний університет

ТЕОРІЯ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ГІДРОПОННОЇ ПРОДУКЦІЇ

На основі обґрунтованих гіпотез та допущень отримані диференційні рівняння динаміки одnobарабаних підйомних установок з урахуванням пружності валів та пружно-в'язких вагомих канатів змінної довжини.

Постановка проблеми. Прогноз довгострокового розвитку сільськогосподарського виробництва у державних, підсобних і фермерських підприємствах ставить сьогодні ряд якісно нових задач, пов'язаних з енергетичними, трудовими, матеріальними й екологічними проблемами. Вирішення цих задач значною мірою залежить від технічної оснащеності цих виробництв, впровадження передових технологій, культури праці й уміння бути незалежним від умов природи. Проте, енергетична криза, обумовлена процесом лібералізації цін і розривом економічних зв'язків, практично відкинула всі технології виробництва продукції, що існували раніше в сільському господарстві, як економічно не вигідні. Об'єктивно виникла задача пошуку нових технологічних підходів, що різко знижують витрату паливо - мастильних матеріалів, затрати праці, електроенергії та інших матеріальних ресурсів. Особливо складне становище склалося у таких галузях, як тваринництво і птахівництво через нестачу традиційних кормів (яка відчувалася і раніше), а також відсутності комбікормів і вітамінів, що раніше постачалися централізованим шляхом. У зв'язку з цим виникла проблема розроблення цілорічного виробництва додаткових кормів, що дозволяють збалансувати кормові раціони впродовж усього року. Умови їх виробництва повинні бути такими, щоб будь-яке господарство, спираючись на свої трудові і фінансові ресурси, змогло легко налагодити їх виробництво. Цим вимогам відповідає гідропонний метод вирощування зелених і білкових кормів. Гідропонний зелений корм в шість разів дешевший за трав'яну муку, в п'ять – за комбікорм без урахування втрат поживних речовин під час зберігання. Виробництво цього екологічно чистого корму не залежить від пори року.

Необхідно розглянути основні світові тенденції у виробництві гідропонного зеленого корму, накреслити шляхи вирішення цієї,

важливої для сільськогосподарського виробництва проблеми, науково обґрунтувати і розробити вітчизняні технології і засоби механізації.

У нашій країні вирощування гідропонного зеленого корму почалося ще в 30-ті роки, але до теперішнього часу стримується недосконалістю якості технологічних процесів і низьким рівнем їх механізації. У таких високорозвинених країнах світу як Англія, Австрія, Іспанія, Португалія, США, Франція, Японія гідропонний метод вирощування зеленого корму є одним з основних у кормовиробництві. Для виробництва гідропонного зеленого корму там широко використовуються, в основному, багатоярусні установки, які розміщуються в наземних приміщеннях, висотних тепличних баштах і підземних горизонтах відпрацьованих шахт. Економія земельних угідь при виробництві гідропонної продукції складає не менше 96...98%.

Гідропонні установки, що експортуються цими країнами, є дуже дорогими, що виключає можливість їх широкого і доступного придбання. Важливість цієї проблеми вимагає невідкладного науково обґрунтованого розроблення вітчизняних технологій і засобів механізації, забезпечуючи необхідний комплекс технологічних процесів, який був би економічно вигідним для підприємств з різними формами господарювання – державні сільськогосподарські підприємства, фермерські господарства, птахофабрики, племенні господарства тощо. У Керченському морському технологічному інституті спільно з Національним аграрним університетом України впродовж останніх десяти років ведуться фундаментальні дослідження, метою яких є розроблення комплексних науково-технічних основ створення засобів механізації виробництва гідропонних кормів, що забезпечують оптимальні конструктивно-компонувальні рішення умов протікання технологічних процесів, які істотно знижують енерго- і матеріаломісткість, трудові затрати, забезпечуючи економічну доцільність їх масового застосування у виробництві.

На підставі проведених досліджень одержаний ряд практично важливих результатів. Так, експериментальним шляхом доведено, що при нормах висіву ячменю, вівса, пшениці $5,5 \text{ кг/м}^2$, гороху, вики 5 кг/м^2 , з тривалістю вирощування 7 діб врожайність загальної зеленої маси гідропонного корму складає $45...55 \text{ кг/м}^2$. Технологічний процес вирощування зеленого корму протікає за температури $20...25 \text{ }^\circ\text{C}$ і вологості 85...90 %. Полив проводиться 6 разів на добу – 4 рази водою і два живильним розчином, розробленим в Інституті птахівництва УААН, при цьому температура води і розчину не повинна перевищувати $15...16^\circ\text{C}$, що виключає розвиток грибкових захворювань. Від загальної вирощеної маси гідропонного корму зелена

складає 12...13 кг/м², а кількість сухої речовини дорівнює 7...8 кг/м². Вирощування зелених кормів відбувається при освітленості 600...700 лк і тривалості світлового дня 15 годин на добу. За хімічним складом гідропонні зелені корми практично не відрізняються від вирощуваних у країнах далекого зарубіжжя і є екологічно чистими.

Для реалізації описаної технології розроблені наукові основи розрахунку, проектування і оцінки працездатності багаторусних механічних гідропонних установок з жорсткими несучими стійками і якісно новими конструктивними особливостями лотків, на яких відбувається вирощування гідропонної продукції [1, 2, 3]. Фізико-механічні властивості конструкції лотка допускають розвантаження урожаю і повернення його в початкове положення під дією сил тяжіння без додаткових енергетичних і трудових затрат (А.с. № 1512629). Такого типу установками обладнані гідропонні цехи в ППС "Дубровський" і ПФ "Ленінська" Автономної республіки Крим. Також теоретично обґрунтована і практично реалізована прийнятність до експлуатації у ряді господарств Криму нових типів конструкцій гідропонних установок з несучими канатами (А.с. №1628983, №15122528, №1732872). Для оцінки працездатності гідропонних систем з пружними несучими елементами нами розроблені параметричні критерії, що характеризують динамічну стійкість цих систем, які були покладені в основу розрахунку і проектування діючих установок. Створені основи динамічної теорії розрахунку і проектування якісно нових гідропонних установок з модулями, що обертаються [3]. Багаторічна практика експлуатації гідропонних установок дозволяє стверджувати, що розроблені системи прості у виготовленні, надійні в експлуатації і значною мірою знижують енергетичні і трудові затрати порівняно з рівними їм за продуктивністю зарубіжними аналогами.

Проведеними дослідженнями встановлено, що при використанні гідропонного зеленого корму як вітамінної підгодівлі рекомендуються такі добові норми для тварин і птиці: для дійних корів – 5...8 кг, телят – 200...300 г, поросят-сосунів – 80...100 г, порісних свиноматок – 1,5...2 кг, овець – 0,5...1 кг, поросят і ягнят до двомісячного віку – 100...150 г, бройлерів – 15...20 г, курей-несучок – 20...25 г, курчат – 8...19 г, качок – 40...45 г, гусей – 50 г. Як основний корм для однієї корови з телям раціон гідропонного зеленого корму складає не менше 50 кг на добу. Ці норми покращують загальний фізичний стан тварин і птиці і значно знижують ряд захворювань (авітаміноз птиці, яловість корів, слабкий розвиток молодняку, слабку заплідненість яєць тощо).

Відзначимо показники приросту живої маси тварин і птиці, в поживний раціон яких додається гідропонний зелений корм. Досліди із визначення приросту живої маси птиці в різних вікових періодах проводилися на птахофабриці "Надія", ПС "Червонофлотський" і ППС "Дубровський", починаючи з 1999р. У результаті обробки одержаного початкового матеріалу за допомогою ПЕОМ було встановлено, що приріст живої маси курчат-бройлерів у віці п'яти тижнів експериментальної групи на 15...17% вищий, ніж контрольної. Розбіжність живої маси бройлерів у віці 8 тижнів досягала в середньому 18% на користь експериментальної групи. Такий же приріст живої маси спостерігався при порівнянні експериментальних показників курей-несучок і курей ячної лінії. Аналогічні досліди проводилися з качками різної породи і різного віку. Розбіжність живої маси в середньому досягала 20%. Зразкове збільшення живої маси спостерігалось при порівнянні окремих дослідних показників контрольної і експериментальної груп гусаків та індичок. Слід зазначити, що до згодовування гідропонного зеленого корму птиці племінного стада ППС "Дубровський" в яйці було 17...19 міліграмів/кг каротину і 6...8 міліграмів/кг провітаміну А, а щодобове поїдання по 20 г зеленого корму збільшило вміст цих елементів відповідно до 30...35 міліграмів/кг і 10...12 міліграмів/кг. Практично у 2 рази зріс вміст каротину у печінці добових курчат, що вживають гідропонний зелений корм. Яйцєносність курей-несучок підвищилася при цьому на 15-17 шт. яєць порівняно з контрольною групою. У 2002-2003 роках на птахофабриці "Надія" і ППС "Дубровський" було проведено ряд дослідів з визначення впливу гідропонного зеленого корму на приріст живої маси поросят і телят. Для проведення експериментальних досліджень було відібрано дві групи поросят: контрольна – 19 голів, експериментальна – 22 голови. Починаючи з третього тижня, поросяттам експериментальної групи видавалося по 100 г гідропонного зеленого корму, а на 7 і 8 тижнях по – 150 г. При порівнянні результатів дослідів було встановлено, що у двомісячному віці поросят контрольної групи має середню масу 17,4 кг, а експериментальної - 20,8 кг. Дослід з визначення впливу гідропонного зеленого корму на збільшення живої маси телят був проведений на птахофабриці "Надія" в період з 10 березня по 29 квітня 2002 р. У контрольній групі було 4 телят, в експериментальній – п'ять. Приріст середньої живої маси телят експериментальної групи виявився вище за контрольну групу на 18%.

Слід зазначити, що всі досліди на птиці і тваринах проводилися в осінньо-зимовий або зимово-весняний періоди. Таким

чином, результати експериментальних досліджень дозволяють стверджувати, що гідропонний зелений корм істотно впливає на фізичний стан і приріст живої маси тварин і птиці.

Порівняємо окремі економічні характеристики гідропонних цехів, що виготовляються за кордоном, і розроблених в Керченському морському технологічному інституті і Національному аграрному університеті України.

Обмежимося розглядом цехів продуктивністю вирощування гідропонного зеленого корму не більше 3,5 т зеленої маси на добу. Таке обмеження пов'язане з тим, що в господарствах України і Криму відсутні цехи, продуктивність яких перевищує вказану. Більш того, робота зарубіжних цехів малої (75...1000 кг/добу) і середньої (1000...3500 кг/добу) продуктивності добре висвітлена у документації і літературі. Останнє дозволяє порівняти реальні економічні показники. Основними, при розрахунку економічних показників, за однакової продуктивності приймемо: норму висіву, витрату води, врожайність, тривалість вирощування, загальну витрату електроенергії, загальну масу установок, вартість 1 т корму. Розглянемо конкретні зарубіжні цехи. Фірма *Hydrodan* (Англія) виготовляє гідропонні установки типу *Landsaver* (Н-1000) продуктивністю 1000 кг зеленого корму на добу. Близькі за технологічними і технічними параметрами гідропонні установки виготовляє відома іспанська фірма ФПV-1200. Норма висіву сухого зерна 7,2 кг/м², витрата води 1,0...1,2 м³ на добу, врожайність 50 кг/м², тривалість вирощування 8 діб. Загальна добова витрата електроенергії гідропонними установками Н-1000 – 120 кВт-г, ФПV – 185 кВт-г (цілодобове освітлення), загальна маса цеху – 6 т, вартість 1 т корму – 90 грн. Зразковими є рівні за продуктивністю гідропонні цехи в ППС "Дубровський" і на птахофабриці "Надія": норма висіву 5,5 кг/м², полив комбінований з добовою витратою води 0,65 м³, врожайність 50 кг/м², загальна витрата електроенергії: ППС "Дубровський" – 29,7 кВт-г, птахофабрика "Надія" – 37,4 кВт-г, загальна маса установок з устаткуванням – 4,2 т і 4,8 т, тривалість вирощування 7 діб, вартість однієї тонни гідропонного зеленого корму 29 грн. Австрійська фірма *LMF* випускає установки для виробництва гідропонної продукції продуктивністю 3,3 т/добу. Норма висіву 6 кг/м², полив комбінований з добовою витратою води 20 м³, врожайність 55 кг/м², тривалість вирощування 6 діб, загальна витрата електроенергії 144,4 кВт-г, кількість операторів, що обслуговують, – 4, вартість 1 т вирощеного зеленого корму складає 72 грн. Аналогічний за продуктивністю гідропонний цех, обладнаний вісьмома триярусними дванадцятилотковими установками, експлуатується в ПС

"Червонофлотський". Норми висіву, полив і врожайність – такі ж, як і на птахофабриці "Надія", добова витрата води 13 м^3 , загальна витрата електроенергії складає 38 кВт-г , кількість операторів – 2, вартість вирощеної 1 т зеленого корму складає всього 30 грн .

Таким чином, висновок очевидний – вітчизняні установки для виробництва гідропонного зеленого корму є більш економічними, ніж їх зарубіжні аналоги. Отже, при експлуатації цехів для виробництва гідропонної продукції, обладнаних установками розробленої нами нової конструкції, за тієї ж продуктивності, що і в зарубіжних аналогів, загальна витрата електроенергії є у $2,5 \dots 3$ рази меншою, у 2 рази менша маса самих установок і допоміжного устаткування, а вартість 1 т зеленого корму, вирощеного на розроблених нами установках, у $2,5 \dots 3$ рази нижча, ніж у зарубіжних. Останнє досягається кількісною і якісною досконалістю технологічних процесів вирощування корму, фінансовими витратами на метал і необхідні матеріали для виготовлення установок, а також конструктивними особливостями систем, що дозволяють значно економити основні енергоносії.

Сьогодні значного поширення набули баштові гідропонні теплиці і підземні гідропонні цехи.

Баштові гідропонні теплиці досягають значної висоти. Так, поблизу Єревану висота такої теплиці складає 70 м , а під Ригю – 140 м . Висота гідропонної башти "Сонце - 82" у Японії - 240 м .

Існуючі підземні гідропонні горизонти розташовуються на глибині від 200 до 600 метрів.

Доставка початкового посівного матеріалу на такі висоти і глибини, а також вивіз вирощеного урожаю може в даному випадку здійснюватися тільки за допомогою підйомних установок, які вмонтовуються на верхніх ярусах башт або на поверхні землі. Тому необхідне створення обґрунтованої інженерної методики розрахунку вказаних установок з метою обґрунтування їх раціональних конструктивно-технологічних параметрів. Одним з головних етапів на шляху створення такої методики є складання диференціальних рівнянь динаміки підйомних установок.

Підйомна установка складається з підйомної машини з приводом і кінцевих вантажів на канатах. Підйомна машина є пристрій, що перетворює обертальний рух вала двигуна у поступальний рух кінцевих вантажів за допомогою навивки каната на барабан, що обертається. Сьогодні у країнах далекого зарубіжжя використовуються однобарабанні і двохбарабанні підйомні установки.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У роботі [1] розглядається динаміка двох- і однобарабанних установок.

Тут розрахункові схеми представлені у вигляді багатомасових крутильних систем, при цьому маси канатів зводяться до мас кінцевих вантажів, а зміна довжини каната не враховується.

У роботі [2] розглядаються динамічні зусилля у вагомому пружно-в'язкому канаті змінної довжини окремо від підйомної машини, де взаємний вплив неминучий.

У роботі [3] найчіткіше сформульований "другий основний закон динаміки каната змінної довжини", проте надалі досліджуються частинні випадки динаміки каната.

У представленій роботі, на відміну від вказаних вище, виведені диференційні рівняння динаміки підйомних установок як єдиного електромеханічного комплексу: машина – канати – кінцеві вантажі.

Мета дослідження – створити теорію розрахунку динаміки однобаранних підйомних установок гідропонних комплексів на основі диференційних рівнянь, що описують динамічні процеси у всіх пружних елементах підйомної установки як у єдиному комплексі.

Результати дослідження. Розглянемо механічну модель однобаранної установки, зображеної на рисунку.

До зосереджених мас, що обертаються, відносяться маси з відповідними моментами інерції, які показані на рисунку: ротор I_1 , редуктор I_2 , барабан I_3 , напрямні шківів I_4 , I_5 , а також кінцеві вантажі, позначені на рисунку через Q_1 , Q_2 .

Махові маси з моментами інерції I_i сполучені між собою відповідно стаціонарними в'язями крутильної і повздовжньої жорсткості C_{12} , C_{23} , K_1 , K_2 .

Кінцеві вантажі Q_1 і Q_2 пов'язані з барабаном I_3 і напрямними шківів I_5 пружно-в'язкими нестаціонарними в'язями – канатами. До маси I_1 прикладається момент електродвигуна $M_1(t)$. Крутий момент від двигуна через маси, що обертаються, і пружні в'язі передається до кінцевих вантажів, внаслідок чого вся підйомна установка приводиться в рух. З барабана I_3 канат звивається, опускаючи при цьому кінцевий вантаж Q_1 . Одночасно на вказаний барабан навивається друга гілка каната, здійснюючи підйом вантажу Q_2 .

Таким чином, підйомна установка працює немовби в маятниковому режимі, по черзі піднімаючи корисний вантаж то одним, то другим канатом.

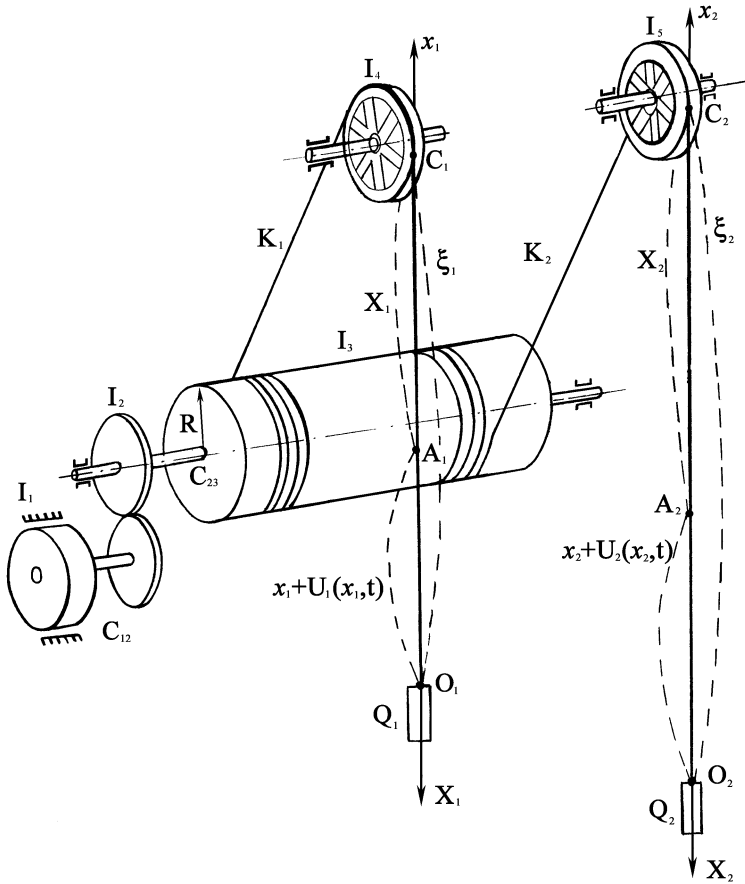


Рис. Механічна модель і розрахункова схема однобарabanної підйомної установок для підземних гідропонних цехів

Під час виведення диференціальних рівнянь динаміки підйомних установок для виробництва гідропонної продукції будемо виходити з таких основних допущень:

- 1) зосереджені маси великих конструктивних вузлів підйомних установок є абсолютно тверді тіла;
- 2) з'єднання зосереджених мас установки – абсолютно пружні невагомні в'язі з постійними коефіцієнтами жорсткості;
- 3) зовнішнє тертя і сили аеродинамічного опору відсутні;

- 4) підйомні канати змінної довжини є вагомими пружно-в'язкі нитки і є ідеально-гнучкими і не обертальними;
- 5) поперечні коливання канатів відсутні;
- 6) канат у точках набігання на барабан і шківів та сходження з барабана і шківів не проковзує відносно навивальної поверхні;
- 7) податливість опор барабана і напрямних шківів досить мала порівняно з податливостями пружних в'язей силової лінії підйомної установки.

Окремо те або інше з перерахованих допущень використовувалося різними авторами в часткових випадках динаміки каната або машини, які підтверджені теоретичними або експериментальними дослідженнями [1, 2, 3].

Виведення вказаних диференціальних рівнянь ґрунтується на складанні загального рівняння динаміки механічної системи. З цією метою перейдемо до вибору систем відліку й узагальнених координат. Помістимо початок осей нерухомої системи координат в точках набігання C_2 і сходження C_1 канатів зі шківів. Осі C_1X_1 і C_2X_2 направимо вниз уздовж канатів. Початок осей рухомої системи координат помістимо в точках O_1 і O_2 з'єднання канатів з вантажами Q_1 і Q_2 відповідно. Осі O_1x_1 і O_2x_2 направимо вгору уздовж канатів. Тоді для довільних точок поперечних перерізів канатів A_1 та A_2 будемо мати

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= \xi_1 - x_1 - U_1(x_1, t); \\ X_2 &= \xi_2 - x_2 - U_2(x_2, t); \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де ξ_1, ξ_2 – абсолютні координати точок O_1 та O_2 ; x_1, x_2 – відносні координати точок A_1 та A_2 для недеформованих канатів; U_1, U_2 – деформація довжин частин канатів O_1A_1, O_2A_2 .

Зв'язок між ξ_1, ξ_2 і змінними довжинами канатів виражається такими залежностями

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= l_1(t) + U_1(l_1, t); \\ \xi_2 &= l_2(t) + U_2(l_2, t); \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де $l_1(t)$ та $l_2(t)$ – змінні довжини канатів у момент часу t без урахування деформації канатів; $U_1(l_1, t), U_2(l_2, t)$ – деформації канатів довжини $l_1(t)$ та $l_2(t)$ відповідно.

Будемо вважати, що в точках набігання каната на барабан і шків та його сходження з барабана і шківа канат не проковзує відносно навивальної поверхні. Тоді в точці сходження і набігання канатів на шкиви мають місце такі співвідношення

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\xi_1}{dt} &= V_1 + \left. \frac{\partial U_1}{\partial t} \right|_{x_1=l_1} ; \\ \frac{d\xi_2}{dt} &= V_2 + \left. \frac{\partial U_2}{\partial t} \right|_{x_2=l_2} , \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де V_1 і V_2 – колові швидкості шківів.

Якщо позначити абсолютні кути поворотів відповідних зосереджених мас через φ_K ($K=1, 2, \dots, 5$), то змінні довжини канатів визначаються за такими залежностями

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= l_{0_1} + \varphi_4 \cdot r ; \\ l_2 &= l_{0_2} - \varphi_5 \cdot r , \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де l_{0_1} і l_{0_2} – початкові довжини звисаючих частин канатів; r – радіус шківів.

Відповідно до залежностей (1), (2) і (4) можна записати загальні вирази

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= X_1(\Phi_1, \Phi_2, l_1, t); & X_2 &= X_2(\Phi_3, \Phi_4, l_2, t); \\ \xi_1 &= \xi_1(\Phi_1, \Phi_2, l_1, t); & \xi_2 &= \xi_2(\Phi_3, \Phi_4, l_2, t). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Тут $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4$ – невідомі функції часу у формулах, запропонованих Г.Н. Савіним [3], для абсолютного видовження перерізів канатів, які входять у такі залежності

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= X_1 \Phi_1 + X_1^2 \Phi_2 ; \\ U_2 &= X_2 \Phi_3 + X_2^2 \Phi_4 . \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Приймаючи φ_K , X_1 , X_2 за узагальнені координати, на підставі загального рівняння динаміки одержимо таку систему диференціальних рівнянь динаміки однобарабанної підйомної установки для підземних гідропонних цехів:

$$\begin{aligned}
I_1\ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - i\varphi_2) &= M_1(t); \\
I_2\ddot{\varphi}_2 + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - iC_{12}(\varphi_1 - i\varphi_2) &= 0; \\
I_3\ddot{\varphi}_3 - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + K_1R(\varphi_3R - \varphi_4r) + K_2R(\varphi_3R - \varphi_5r) &= -M_3(t); \\
I_4\ddot{\varphi}_4 + K_1r(\varphi_3R - \varphi_4r) &= Q_1 \left[1 - \frac{1}{g} (\ddot{i}_1 + \dot{i}_1\dot{\Phi}_1 + l_1\ddot{\Phi}_1 + 2l_1\dot{i}_1\dot{\Phi}_2 + l_1^2\ddot{\Phi}_2) \right] r + \\
&+ ql_1 \left[1 - \frac{1}{g} (\ddot{i}_1 + \dot{i}_1\dot{\Phi}_1 + \frac{1}{2}l_1\ddot{\Phi}_1 + 2l_1\dot{i}_1\dot{\Phi}_2 + \frac{2}{3}l_1^2\ddot{\Phi}_2) \right] r; \\
I_5\ddot{\varphi}_5 - K_2r(\varphi_3R - \varphi_5r) &= -Q_2 \left[1 - \frac{1}{g} (\ddot{i}_2 + \dot{i}_2\dot{\Phi}_3 + l_2\ddot{\Phi}_3 + 2l_2\dot{i}_2\dot{\Phi}_4 + l_2^2\ddot{\Phi}_4) \right] r - \\
&- ql_2 \left[1 - \frac{1}{g} (\ddot{i}_2 + \dot{i}_2\dot{\Phi}_3 + \frac{1}{2}l_2\ddot{\Phi}_3 + 2l_2\dot{i}_2\dot{\Phi}_4 + \frac{2}{3}l_2^2\ddot{\Phi}_4) \right] r; \\
\frac{l_1}{g} \left(Q_1 + \frac{ql_1}{3} \right) \ddot{\Phi}_1 + \left[\frac{\dot{l}_1}{g} \left(Q_1 + \frac{ql_1}{2} \right) + \alpha \right] \dot{\Phi}_1 + K\Phi_1 + \frac{l_1^2}{g} \left(Q_1 + \frac{5ql_1}{12} \right) \ddot{\Phi}_2 + \\
&+ l_1 \left[\frac{2}{g} \left(Q_1 + \frac{ql_1}{2} \right) \dot{i}_1 + \alpha \right] \dot{\Phi}_2 + l_1 K\Phi_2 = \left(Q_1 + \frac{ql_1}{2} \right) \cdot \left(1 - \frac{\ddot{i}_1}{g} \right); \tag{7} \\
\frac{l_1}{g} \left(Q_1 + \frac{5ql_1}{12} \right) \ddot{\Phi}_1 + \left[\frac{\dot{l}_1}{g} \left(Q_1 + \frac{2ql_1}{3} \right) + \alpha \right] \dot{\Phi}_1 + K\Phi_1 + \frac{l_1^2}{g} \left(Q_1 + \frac{8ql_1}{15} \right) \ddot{\Phi}_2 + \\
&+ l_1 \left[\frac{2}{g} \left(Q_1 + \frac{2ql_1}{3} \right) \dot{i}_1 + \frac{4}{3}\alpha \right] \dot{\Phi}_2 + \frac{4}{3} Kl_1\Phi_2 = \left(Q_1 + \frac{2ql_1}{3} \right) \left(1 - \frac{\ddot{i}_1}{g} \right); \\
\frac{l_2}{g} \left(Q_2 + \frac{ql_2}{3} \right) \ddot{\Phi}_3 + \left[\frac{\dot{l}_2}{g} \left(Q_2 + \frac{ql_2}{3} \right) + \alpha \right] \dot{\Phi}_3 + K\Phi_3 + \frac{l_2^2}{g} \left(Q_2 + \frac{5ql_2}{12} \right) \ddot{\Phi}_4 + \\
&+ l_2 \left[\frac{2}{g} \left(Q_2 + \frac{ql_2}{2} \right) \dot{i}_2 + \alpha \right] \dot{\Phi}_4 + Kl_2\Phi_4 = \left(Q_2 + \frac{ql_2}{2} \right) \left(1 - \frac{\ddot{i}_2}{g} \right); \\
\frac{l_2}{g} \left(Q_2 + \frac{5ql_2}{12} \right) \ddot{\Phi}_3 + \left[\frac{\dot{l}_2}{g} \left(Q_2 + \frac{2ql_2}{3} \right) + \alpha \right] \dot{\Phi}_3 + K\Phi_3 + \frac{l_2^2}{g} \left(Q_2 + \frac{8ql_2}{15} \right) \ddot{\Phi}_4 + \\
&+ l_2 \left[\frac{2}{g} \left(Q_2 + \frac{2ql_2}{3} \right) \dot{i}_2 + \frac{4}{3}\alpha \right] \dot{\Phi}_4 + \frac{4}{3} Kl_2\Phi_4 = \left(Q_2 + \frac{2ql_2}{3} \right) \left(1 - \frac{\ddot{i}_2}{g} \right).
\end{aligned}$$

До рівнянь (7) слід приєднати рівняння нестационарних в'язей у вигляді (4).

В одержаній системі рівнянь: i – передаточне відношення

редуктора; C_{12} , C_{23} , K_1 , K_2 – жорсткості відповідних пружних в'язей; R – радіус барабана; I_K – моменти інерції зосереджених мас підйомної установки; Q_1 , Q_2 – кінцеві вантажі; q – вага одного погонного метра каната; S_1 і S_2 – зусилля в канатах.

Одержані диференційні рівняння динаміки підйомної установки можуть бути використані для розрахунку зусиль в канатах і моментів сил пружності у валах барабана за будь-яких режимів роботи установки. Це дає можливість науково обґрунтувати конструктивні і кінематичні параметри даних підйомних установок.

Висновок. Таким чином отримана система диференційних рівнянь динаміки підйомних установок як єдиного електромеханічного комплексу. Подальше розв'язування зазначеної системи диференційних рівнянь дозволить визначити як динамічні зусилля у пружно-в'язких канатах змінної довжини, так і момент сил пружності у валах установки. Більш того, ці рівняння прийнятні для вирішення задач синтезу підйомних установок інших типів.

Література

1. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. – М.: Машгиз, 1969. – 146 с.
2. Глушко Я.М. Динамические усилия в подъемных канатах переменной длины. Труды МакНИИ. - М., 1969. – 278 с.
3. Савин Г.Н., Горошко О.А. Динамика нити переменной длины. – К.: Изд-во АН УССР, 1962. – 426 с.

В.М. Булгаков, д.т.н., О.І. Литвинов к.т.н.
Національний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

У роботі надаються методи дослідження стійкості руху автономних механічних систем, які побудовані на теорії Ляпунова. Наведені приклади дослідження стійкості руху ряду систем сільськогосподарської тематики.

Постановка проблеми. Теорія стійкості руху має важливе практичне значення для багатьох галузей техніки [1, 2, 3]. Вона широко застосовується в наукових дослідженнях і при розрахунках та конструюванні систем автоматичного регулювання, навігаційних приладів, літаків, космічних апаратів, різного роду двигунів тощо. Без відповідної стійкості руху ракета не може виводити супутник на розрахункову траєкторію, а машина не може якісно виконувати технологічний процес, корабель і літак – стійко зберігати заданий курс, гірокомпас – стійко показувати напрямок географічного меридіану.

Поняття стійкості трактується у широкому сенсі, як здатність об'єкту зберігати свій стан, не підпорядковуючись непередбаченим заздалегідь зовнішнім збуренням. Це поняття займає одне із центральних місць у фізиці і техніці. Залежно від характеру конкретного процесу, що розглядається, існують і різноманітні реалізації цього поняття. Особливо це стосується дослідження стійкості руху ряду механічних систем сільськогосподарського призначення, для яких додержання умов стійкості дозволяє забезпечити якісний перебіг технологічних процесів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. З середини ХІХ століття в науці і техніці виникли проблеми, які змусили поставити загальну задачу про стійкість не тільки рівноваги але і руху. Перш за все – це криза у двигунобудуванні, коли конструкторам довго не вдавалося стійко зберігати задану частоту обертання колінчастих валів двигунів (двигун йшов у “розліт”).

У працях Д.К. Максвелла, І.А. Вишнеградського, Е. Рауса, М.Є. Жуковського [1] розглянуто ряд загальних питань про стійкість руху. Неоціненні плідні результати містить робота О.М. Ляпунова “Загальна задача про стійкість руху”, яка була опублікована в 1892 році. Ляпунов надав точне визначення стійкості руху, одержав повний розв'язок задачі для усталеного руху, запропонував два методи

дослідження стійкості руху, що характеризуються простотою і ефективністю.

У наш час методи Ляпунова поглиблюються, виникають нові прикладні напрями, в яких створюються загальні методи дослідження стійкості руху окремих широких класів систем: системи автоматичного регулювання, керовані системи тощо. Бурхливий розвиток отримала теорія автоматичного керування і технічна кібернетика, де створення методів дослідження і забезпечення стійкості руху систем є однією з головних задач цих наук. Але поряд з цим недостатньо розвинуті подібні дослідження в галузі землеробської механіки, у якій механічні системи сільськогосподарських машин повинні забезпечити якісне виконання технологічних операцій.

Мета дослідження – розглянути критерії оцінки стійкості руху механічних систем сільськогосподарського призначення.

Результати дослідження. Розглянемо спочатку більш просте поняття про стійкість рівноваги. З фізичної точки зору, положення рівноваги називається стійким, якщо при достатньо малих початкових відхиленнях і швидкостях система протягом руху не виходить за межі як завгодно малого околу положення рівноваги, маючи при цьому як завгодно малі швидкості.

Аналізуючи деякі найпростіші рухи з погляду заданого визначення, можна стверджувати, що кулька на вгнутий сферичній поверхні є стійкою системою, тому що вона при русі під дією достатньо малих збурювальних сил намагається знову повернутись у своє вихідне найнижче положення. У той же час кулька на опуклій поверхні в стані рівноваги не має стійкого положення, навіть за як завгодно малих відхилень вона не повернеться до стану рівноваги. Байдуже положення має кулька на горизонтальній поверхні.

Візьмемо другий приклад – фізичний маятник. У нижньому вертикальному положенні він має стійку рівновагу (після ряду коливань він повертається у вихідне положення спокою). У верхньому вертикальному положенні фізичний маятник посідає нестійку рівновагу: за як завгодно малого відхилення він почне рухатись, прямуючи до стійкого нижнього положення.

Достатні умови стійкості рівноваги системи дає теорема Лагранжа-Діріхле [3]:

“Якщо в положенні рівноваги потенціальна енергія голономної стаціонарної системи, що перебуває в полі консервативних сил, має ізолюваний мінімум, то таке положення рівноваги є стійким”.

Для консервативної системи діє закон збереження механічної енергії:

$$T_0 + \Pi_0 = T + \Pi, \quad (1)$$

де T_0, Π_0, T, Π – кінетична і потенціальна енергія в стані рівноваги і при збуренні. Оскільки завжди $T \geq 0$, то із виразу (1) маємо

$$T = T_0 + \Pi_0 - \Pi \geq 0, \quad (2)$$

звідки

$$\Pi \leq T_0 + \Pi_0. \quad (3)$$

Нерівності (2) і (3) показують, що рух системи після відхилення її від положення рівноваги відбувається в околі положення рівноваги. Зростання потенціальної енергії обмежене нерівністю (3) настільки, що вона буде одним із значень потенціальної енергії в околі положення рівноваги. На основі (2) можна вважати, що за вказаних початкових умов швидкості всіх точок системи обмежені за модулем: із зменшенням T_0 і Π_0 до нуля, T і Π також наближаються до нуля. Теорема доведена.

Теорема Лагранжа-Діріхле дає лише достатні умови стійкості стану рівноваги. Вирішення питання про нестійкість рівноваги консервативної системи ґрунтується на двох теоремах О.М. Ляпунова [2] про нестійкість рівноваги. Суть теорем Ляпунова про нестійкість рівноваги полягає в тому, що нестійкість має місце, якщо:

1) потенціальна енергія не має мінімуму, що можна встановити за членами другого порядку в розкладенні потенціальної енергії в ряд Маклорена;

2) потенціальна енергія має максимум і це можна встановити за членами нищого порядку мализни, що входять у ряд Маклорена.

Як відомо з аналітичних курсів механіки, вираз потенціальної енергії для голономної стаціонарної системи можна отримати у вигляді квадратичної форми в функції узагальнених координат:

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \sum_{j=1}^N C_{kj} q_k q_j, \quad (4)$$

де C_{kj} - узагальнені коефіцієнти жорсткості (коефіцієнти ряду Маклорена); q_1, \dots, q_N - узагальнені координати системи.

У виразі (4) враховано, що узагальнені координати і потенціальна енергія в положенні рівноваги дорівнюють нулю ($q_j = 0$; $\Pi(0) = 0$). Крім того, узагальнені сили в положенні рівноваги також дорівнюють нулю:

$$\left(\frac{\partial \Pi}{\partial q_1} \right)_0 = \left(\frac{\partial \Pi}{\partial q_2} \right)_0 = 0.$$

Оскільки в положенні рівноваги потенціальна енергія дорівнює нулю ($P(0) = 0$), то вона має мінімум у цьому положенні, якщо $P(\bar{q})$ буде явно додатною функцією. Знак квадратичної форми визначається теоремою Сильвестра [3].

Для додатно-визначеності квадратичної форми необхідно і достатньо, щоб усі головні діагональні мінори матриці квадратичної форми були додатні.

Випишемо матрицю коефіцієнтів виразу (4):

$$\begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & \dots & C_{1N} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & \dots & C_{2N} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & \dots & C_{3N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ C_{N1} & C_{N2} & C_{N3} & \dots & C_{NN} \end{vmatrix} \quad (5)$$

Складемо головні діагональні мінори матриці (5):

$$A_1 = C_{11}, \quad A_2 = \begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{vmatrix}, \quad A_3 = \begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{vmatrix}, \dots,$$

$$A_N = \begin{vmatrix} C_{11} & \dots & C_{1N} \\ \dots & \dots & \dots \\ C_{N1} & \dots & C_{NN} \end{vmatrix}.$$

Згідно з критерієм Сильвестра квадратична форма є додатно-визначеною, а звідси і буде мінімум потенціальної енергії в положенні рівноваги, якщо головні діагональні мінори матриці коефіцієнтів додатні:

$$A_1 > 0, \quad A_2 > 0, \quad \dots, \quad A_N > 0. \quad (6)$$

Стійкість руху механічної системи, наприклад, машини, літака, снаряда тощо, залежить від діючих сил і початкових умов руху (координат і швидкостей точок системи у момент початку руху). Знаючи сили і початкові умови, можна теоретично розрахувати, як буде рухатись система. Рух, який відповідає розрахунку, називається незбуреним.

У зв'язку з деякою неточністю виміру початкових умов, їх дійсні значення, як правило, відрізняються від розрахункових. Крім того, механічна система під час руху може підпадати під випадкові впливи різних сил, що також еквівалентно змінює початкові умови. Відхилення початкових умов, що виникають із різних причин,

називають початковими збуреннями, а рух, який система при цьому здійснює при наявності збурень – збуреним рухом. Як підсумок вищесказаного можна дати таке визначення.

Якщо при достатньо малих початкових збуреннях яка-небудь із характеристик руху протягом всього часу мало відрізняється від того значення, що вона повинна мати при незбуреному русі, то рух системи по відношенню до цієї характеристики називається стійким. Умови, при котрих рух механічної системи є стійким, називаються критеріями стійкості.

Розрізняють такі види стійкості: стійкість положення рівноваги і стійкість руху.

Задача про стійкість руху й означення стійкості.

Припустимо, що рух об'єкта дослідження описаний нормальною у формі Коші системою диференціальних рівнянь

$$\frac{dy_k}{dt} = Y_k(t, y_1, y_2, \dots, y_n), \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (7)$$

де y_k - деякі параметри, які пов'язані з рухом, наприклад, координати, проекції швидкостей, з початковими умовами при $t = 0$:

$$y_k(t_0) = y_{k0}, \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (8)$$

Нехай деяким фіксованим початковим умовам (8) відповідає певний розв'язок системи (7):

$$y_k = f_k(t), \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (9)$$

котрий описує заданий рух, але цей рух ми можемо і не знати за неможливістю інтегрування.

Розв'язок (9), який задовольняє початковим умовам (8) і описує заданий рух, називають незбуреним рухом системи.

Надамо далі початковим умовам y_{k0} деякі невеликі за модулем прирости δ_k , $k = 1, 2, \dots, n$, які називають початковими збуреннями. Нехай новим початковим значенням $y_{k1} = y_{k0} + \delta_k$ відповідає новий частинний розв'язок системи (7)

$$y_k = \varphi_k(t), \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (10)$$

Розв'язок (10), який отриманий з урахуванням початкових збурень δ_k , і відповідний йому рух системи називають збуреним рухом.

Виходячи із розв'язків (9) і (10), визначимо їх прирости:

$$\delta_{yk} = \varphi_k(t) - f_k(t) = u_k(t), \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (11)$$

які називають варіаціями параметрів руху.

Розглянемо рух в координатах u_1, u_2, \dots, u_n . Простір (u_1, u_2, \dots, u_n) в теорії стійкості називають фазовим простором, координати u_k – фазовими координатами, а їх сукупність, яка визначає деякий стан системи, що досліджується – фазою системи.

Будь-який незбурений рух зображується у системі координат (u_1, u_2, \dots, u_n) фіксованою точкою $M_0(0, \dots, 0)$, яка співпадає з початком координат (усі $u_k \equiv 0$). Точка M_0 називається точкою рівноваги системи.

Сукупність значень $(u_1(t), \dots, u_n(t))$ в довільний момент часу t визначає відповідний фазовий стан або фазу системи. Геометрична інтерпретація зміни фазових координат визначає фазову траєкторію L_k зображувальної точки M_k в n -вимірному просторі u_k з початком у точці M_0 , яка відповідає початку координат при незбуреному русі.

Виходячи з викладених міркувань, означимо стійкість руху за Ляпуновим [2].

Якщо довільно заданому додатному числу ε , яким малим воно б не було, можна поставити у відповідність друге додатне число $\delta = \delta(\varepsilon)$, таке, що при будь-яких початкових збуреннях

$$\delta_1 = u_1(t_0), \delta_2 = u_2(t_0), \dots, \delta_n = u_n(t_0),$$

які задовольняють при $t = t_0$ нерівностям

$$|u_1(t_0)| \leq \delta, |u_2(t_0)| \leq \delta, \dots, |u_n(t_0)| \leq \delta,$$

для всіх $t = t_0$ виконуються нерівності

$$|u_1(t_0)| < \varepsilon, |u_2(t_0)| < \varepsilon, \dots, |u_n(t_0)| < \varepsilon,$$

то незбурений рух називається стійким.

У плоскому фазовому підпросторі (u_1, u_2) даному означенню можна дати геометричну інтерпретацію (рис. 1). Фазова траєкторія L_1 точки M_1 належить стійкому руху.

Окрему групу стійких рухів утворюють асимптотично стійкі рухи, які можна визначити таким чином.

Якщо незбурений рух системи є стійким і при цьому будь-який збурений рух при достатньо малих початкових збуреннях прямує до незбуреного руху, тобто якщо

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n u_k^2(t) = 0, \quad (12)$$

то такий незбурений рух називається асимптотично стійким рухом (траєкторія L_3 точки M_3 на рис.1).

У виразі (12) за міру відхилень збуреного руху від незбуреного прийнята сума квадратів фазових координат u_k . Якщо параметри руху системи не задовольняють даним означенням, то такий рух є нестійким (фазова траєкторія L_2 точки M_2 на (рис.1)).

Умови (12) з геометричної точки зору розуміють таким чином: при асимптотичній стійкості зображувальна точка M фазової траєкторії повинна, не виходячи за межі сфери радіуса ε , необмежено наближатись до початку координат 0 (лінія L_3 точки M_3 на рис. 1). Це означає, що фізична система, рух якої досліджується, намагається повернутися у свій вихідний зрівноважений стан.

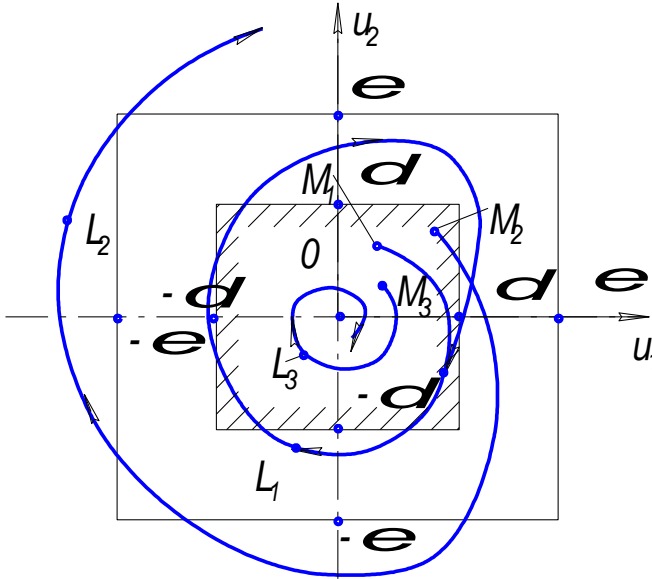


Рис. 1. Схема до геометричної інтерпретації стійкості руху механічної системи

Особливості визначення стійкості руху за Ляпуновим:

- збурення вважаються малими;
- збуренням підлягають лише початкові умови, тобто в деякий момент часу має місце миттєва зміна параметрів руху системи, після чого її збурений рух відбувається під дією попередніх сил;
- стійкість руху розглядається на нескінченному проміжку часу.

Для дослідження збуреного руху відповідно до його означення в системі фазових координат u_1, u_2, \dots, u_n доцільно диференціальні рівняння (7) звести до нових змінних $\delta_{y_k}(t) = u_k(t)$, де $k = 1, \dots, n$. Підставивши у рівняння (7) параметри збуреного руху $\varphi_k = f_k + u_k$, дістанемо нову систему рівнянь:

$$\begin{aligned} \dot{u}_k &= Y_k(t, \varphi_1, \dots, \varphi_n) - Y_k(t, f_1, \dots, f_n) = \\ &= Y_k(t, f_1 + u_1, \dots, f_n + u_n) - Y_k(t, f_1, \dots, f_n) = \\ &= U_k(t, u_1, \dots, u_n), \quad k = 1, \dots, n. \end{aligned} \quad (13)$$

Рівняння (13) в теорії стійкості руху називають диференціальними рівняннями збуреного руху.

Кожному збуреному руху досліджуваного об'єкта відповідає деякий частинний розв'язок системи (13). Відомо, що будь-якому незбуреному руху відповідають нульові значення фазових координат $u_k(t)$, тобто тривіальний розв'язок $u_1 = u_2 = \dots = u_n = 0$ системи (13), який вона повинна мати. Для цього необхідно, щоб функції $U_k(t, u_1, \dots, u_n)$ перетворювались в нуль при $u_1 = u_2 = \dots = u_n = 0$.

Таким чином, дослідження на стійкість будь-якого незбуреного руху можна звести до дослідження на стійкість тривіального розв'язку системи (13). Фізичний сенс системи (13) полягає у тому, що вона визначає вектор швидкості руху зображувальної точки M уздовж фазової траєкторії L :

$$\bar{u}_M = \{u_1, u_2, \dots, u_n\} = \{U_1, U_2, \dots, U_n\}.$$

Рівності $U_k = U_k(t)$ можна розглядати, як параметричні рівняння руху точки.

Система (13), в якій праві частини рівнянь залежать від часу ($U_k = U_k(t)$), називається нестационарною або неавтономною, як і сама фізична система, рух якої дана система рівнянь описує. Відповідний рух фізичної системи є неусталеним.

Проте, у багатьох випадках праві частини рівнянь збуреного руху не залежать явно від часу:

$$\dot{u}_k = U_k(u_1, \dots, u_n), \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (14)$$

Система (14) називається стаціонарною або автономною, а її рух – усталеним. Ці системи в подальшому і розглядаються.

Припускаючи, що праві частини рівнянь (14) розкладаються в

ряд Тейлора (Маклорена) по степенях $u_k(t)$, запишемо:

$$\dot{u}_k = p_{k1}u_1 + p_{k2}u_2 + \dots + p_{kn}u_n + \dot{U}_k(t, u_1, \dots, u_n), \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (15)$$

де коефіцієнти $p_{ki} = p_{ki}(t) = \left(\frac{\partial U_k}{\partial u_j} \right)_0$ у загальному випадку є функціями часу t (для автономних систем - сталі);

\dot{U}_k - сукупність всіх членів розкладання вищих порядків мализни (починаючи з другого) відносно U_k .

Нехтуючи в рівняннях (15) членами вищих порядків, отримаємо лінійну однорідну систему

$$\dot{u}_k = p_{k1}u_1 + p_{k2}u_2 + \dots + p_{kn}u_n, \quad k = 1, \dots, n. \quad (16)$$

Приклади складання диференціальних рівнянь збуреного руху. Приклад 1. Коток масою m і радіусом R котиться без ковзання по горизонталі. До його центра закріплена пружина жорсткістю c . Момент інерції маси котка відносно центральної осі інерції дорівнює I_o . Скласти диференціальне рівняння збуреного руху (рис. 2).

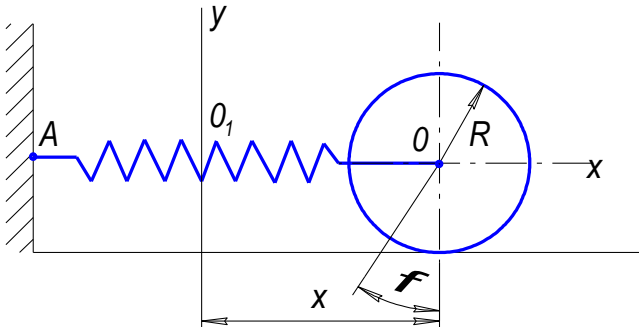


Рис. 2. Схема до прикладу 1

1. **Розв'язання.** Прийнемо за узагальнену координату відстань x від положення рівноваги O_1 . Тоді кінетична енергія котка дорівнює

$$T = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}I_o\dot{\phi}^2. \quad (a)$$

Потенціальна енергія пружини

$$П = \frac{1}{2}cx^2. \quad (б)$$

Рівняння Лагранжа другого роду для цієї системи має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x. \quad (\text{в})$$

Підставимо у вираз (в) відповідні похідні, а узагальнена сила при діючих потенціальних силах дорівнює $Q_x = -\frac{\partial \Pi}{\partial x} = -cx$.

Зведемо кінетичну енергію до однієї узагальненої координати, оскільки $\varphi = x/R$. Тоді формула (а) матиме вигляд:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I_0 \frac{\dot{x}^2}{R^2} = \frac{1}{2} \dot{x}^2 \left(m + \frac{I_0}{R^2} \right). \quad (\text{г})$$

Частинні похідні від виразу (г):

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = \left(m + \frac{I_0}{R^2} \right) \dot{x}. \quad (\text{г})$$

Похідна за часом від (г):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = \left(m + \frac{I_0}{R^2} \right) \ddot{x}.$$

Підставимо визначені похідні у вираз (в):

$$\left(m + \frac{I_0}{R^2} \right) \ddot{x} + cx = 0. \quad (\text{д})$$

Подамо диференціальне рівняння у нормальній формі Коші:

$$\dot{x}_1 = x_2, \quad \dot{x}_2 = \frac{-c}{\frac{I_0}{R^2} + m} x_1. \quad (\text{е})$$

Система (е) і є диференціальним рівнянням збуреного руху.

Приклад 2. Скласти диференціальне рівняння збуреного руху симетричної причіпної сільськогосподарської машини масою m , яка рухається зі сталою поступальною швидкістю під дією сили сумарного опору \bar{R} , яка проходить уздовж осі симетрії і прикладена у центрі ваги O . Сила \bar{R} збігається з напрямом сили тяги трактора \bar{P} , що прикладена в точці $D(x_1, y_1)$ (рис. 3). Момент інерції машини I_0 відносно центра ваги.

2. Розв'язання. Внаслідок випадкових бокових сил сумарний опір \bar{R} машини змістився, виникла пара сил, під дією якої агрегат повертається проти годинникової стрілки. Частково пара компенсується реактивною парою $(\bar{F}, -\bar{F})$, що виникає від бокового опору коліс і робочих органів.

Декартові координати центра ваги через узагальнену координату Θ дорівнюють:

$$x = l_0 \sin \Theta, \quad y = v_0 t + l_0 (1 - \cos \Theta). \quad (r)$$

Взявши похідну за часом від виразу (r), маємо:

$$\dot{x} = l_0 \dot{\Theta} \cos \Theta; \quad \dot{y} = v_0 + l_0 \dot{\Theta} \sin \Theta. \quad (d)$$

Машина є системою з одним ступенем вільності, тому рівняння Лагранжа можна записати так:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \Theta} = Q_\Theta, \quad (e)$$

де T - кінетична енергія, Q_Θ - узагальнена сила, $\dot{\Theta}$ - узагальнена швидкість.

Визначимо кінетичну енергію машини:

$$T = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} I_0 \dot{\Theta}^2 = \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} I_0 \dot{\Theta}^2. \quad (e)$$

Підставляючи в (e) вираз (d), маємо:

$$T = \frac{1}{2} m (l_0^2 \dot{\Theta}^2 + v_0^2 + 2v_0 l_0 \dot{\Theta} \sin \Theta) + \frac{1}{2} I_0 \dot{\Theta}^2. \quad (ж)$$

Знайдемо частинні похідні з виразу (к):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}} = (m l_0^2 + I_0) \dot{\Theta} + m v_0 l_0 \sin \Theta; \quad \frac{\partial T}{\partial \Theta} = m v_0 l_0 \cos \Theta \cdot \dot{\Theta}.$$

Для визначення узагальненої сили Q_Θ запишемо вираз елементарної роботи прикладених сил на можливих переміщеннях точок системи:

$$\delta A = M \delta \Theta = R(r - l\Theta) \delta \Theta, \quad \text{звідки} \quad Q_\Theta = R(r - l\Theta).$$

Підставляючи у вираз (e) всі знайдені величини, маємо:

$$(m l_0^2 + I_0) \ddot{\Theta} = R(r - l\Theta),$$

$$\ddot{\Theta} + \lambda^2 \Theta = \lambda^2 k, \quad (3)$$

де $\lambda = \sqrt{\frac{Rl}{m l_0^2 + I_0}}; \quad k = \frac{r}{l}.$

Рівняння (3) і є диференціальним рівнянням збуреного руху причіпної машини. Зведемо його до нормальної форми Коші:

$$\dot{x}_1 = x_2;$$

$$\dot{x}_2 = -\lambda^2 x_1 + \lambda^2 k.$$

Методи дослідження стійкості руху системи. Якщо диференціальне рівняння руху інтегрується у замкнутому вигляді, то

дослідження руху на стійкість відбувається без ускладнень. Але такі випадки практично бувають дуже рідко. Попередники Ляпунова користувались звичайно методом лінеаризації рівнянь руху. Зміст його полягає у заміні рівнянь (13) досліджуваної системи на лінійну систему (16). Розв'язання задачі суттєво спрощувалось, особливо для автономних систем, рівняння руху яких інтегруються у замкненому вигляді і при сталих коефіцієнтах $p_{kj} = a_{kj} = const$ буде мати вигляд:

$$\dot{u}_k = a_{k_1} u_1 + a_{k_2} u_2 + \dots + a_{k_n} u_n, \quad k = 1, \dots, n. \quad (17)$$

Проте, подібна заміна означає заміну однієї задачі іншою. Хоча дослідження за лінійним, або першим наближенням, іноді і вірно розв'язує задачу, в інших випадках цей метод веде до невірних висновків.

Які ж умови достовірності відповіді, отриманої на підставі дослідження стійкості руху за першим наближенням?

Вперше відповідь на це запитання дав Ляпунов [2]. Він отримав повний розв'язок задачі для усталених і періодичних, а також для широкого класу неусталених рухів. Він розглянув також деякі основні випадки, коли першим наближенням обмежуватись не можна.

Всі методи дослідження руху на стійкість Ляпунов поділив на дві категорії:

– перший метод, який стосується систем, рух яких описується нелінійними диференціальними рівняннями, побудований на дослідженні лінеаризованих рівнянь збуреного руху або диференціальних рівнянь першого наближення;

– другий (прямий) метод, пов'язаний із побудовою спеціальних функцій Ляпунова, які мають властивості, на основі яких можна скласти висновок про стійкість руху без розв'язування диференціальних рівнянь.

Дослідження стійкості руху за першим наближенням.

Теорема Ляпунова. Розглянемо лінеаризовану систему першого a_k наближення (17) у розгорнутому вигляді, замінюючи $u_k = x_k$:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= \frac{dx_1}{dt} = a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + \dots + a_{1n}x_n, \\ \dot{x}_2 &= \frac{dx_2}{dt} = a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + \dots + a_{2n}x_n, \\ &\dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ \dot{x}_n &= \frac{dx_n}{dt} = a_{n1}x_1 + a_{n2}x_2 + \dots + a_{nn}x_n. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Нагадаємо, що для автономної системи, яка тут розглядається,

всі коефіцієнти рівнянь (18) – сталі числа. Як відомо, частинний розв’язок лінійних систем шукають у вигляді:

$$x_1 = A_1 e^{\lambda t}, \quad x_2 = A_2 e^{\lambda t}, \quad \dots, \quad x_n = A_n e^{\lambda t}. \quad (19)$$

Підставимо розв’язок (19) у рівняння (18) і після групування членів матимемо:

$$\left. \begin{aligned} (a_{11} - \lambda) A_1 + a_{12} A_2 + \dots + a_{1n} A_n &= 0; \\ a_{21} A_1 + (a_{22} - \lambda) A_2 + \dots + a_{2n} A_n &= 0; \\ \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots & \\ a_{n1} A_1 + a_{n2} A_2 + \dots + (a_{nn} - \lambda) A_n &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Для того, щоб система алгебраїчних рівнянь (20) мала розв’язок, який відмінний від нуля, необхідно, щоб її визначник дорівнював нулю:

$$\begin{vmatrix} a_{11} - \lambda & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} - \lambda & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nn} - \lambda \end{vmatrix} = 0. \quad (21)$$

Визначник (21), який складений для системи (18), називається характеристичним. Розкриваючи цей визначник за елементами першого рядка, отримаємо рівняння відносно λ , яке називається характеристичним і містить невідоме λ в степені n , маючи корені $(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n)$.

Сформулюємо основні умови на підставі теорем Ляпунова про стійкість за першим наближенням:

1. Якщо дійсні частини всіх коренів характеристичного рівняння від’ємні, то незбурений рух асимптотично стійкий.
2. Якщо серед коренів характеристичного рівняння є хоча б один, дійсна частина якого додатна, то незбурений рух є нестійким.
3. Якщо дійсні частини деяких коренів характеристичного рівняння дорівнюють нулю, а дійсні частини інших коренів від’ємні, то незбурений рух є стійким, але не асимптотично стійким.

Наведені теореми Ляпунова про стійкість руху за першим наближенням повністю розв’язують задачу про стійкість руху.

Критерій Гурвіца. Із вищесказаного зрозуміло, що для висновку про стійкість руху системи велике значення має питання про знак дійсних частин коренів характеристичного рівняння. Тобто, важливо знати необхідні і достатні умови, при яких корені рівняння мають від’ємні дійсні частини. Такі умови повинні задовольняти

критерій Гурвіца.

Розкриємо визначник (21), групуючи члени за степенями λ :

$$a_0 \lambda^n + a_1 \lambda^{n-1} + \dots + a_{n-1} \lambda + a_n = 0. \quad (22)$$

Для визначення стійкості руху за рівняннями першого наближення необхідно наперед знати, коли дійсні частини усіх коренів характеристичного рівняння будуть від'ємними, не розв'язуючи характеристичного рівняння, не обчислюючи його корені. Для цього будують із коренів характеристичного рівняння a_0, a_1, \dots, a_n (22) матрицю Гурвіца:

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & \dots & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & \dots & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & a_n \end{vmatrix}. \quad (23)$$

Складемо із матриці (23) головні діагональні мінори:

$$\Delta_1 = a_1; \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix}; \dots; \Delta_n = a_n \Delta_{n-1}. \quad (24)$$

Для того, щоб всі корені характеристичного рівняння (22) мали від'ємні дійсні частини, необхідно і достатньо, щоб всі головні діагональні мінори (24) були додатними, тобто:

$$\Delta_1 > 0; \Delta_2 > 0; \dots, \Delta_{n-1} > 0; \Delta_n > 0. \quad (25)$$

Приклад 3. Скласти рівняння першого наближення математичного маятника довжиною l , кут відхилу від вертикалі φ (рис. 4).

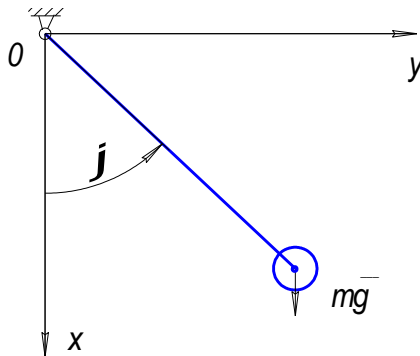


Рис. 4. Схема до прикладу 3

Розв'язання. Коливання математичного маятника описуються диференціальним рівнянням:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin \varphi. \quad (\text{а})$$

Початкові умови:

$$\varphi(0) = \alpha; \quad \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0 = 0. \quad (\text{б})$$

Частинний розв'язок рівняння (а) шукаємо у формі

$$\varphi = f(t), \quad (\text{в})$$

де $f(t)$ – деяка періодична функція.

Тоді незбурений рух описується рівнянням:

$$\frac{d^2 f(t)}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin f(t). \quad (\text{г})$$

Збурений рух характеризується кутом

$$\varphi = f(t) + x. \quad (\text{р})$$

Підставимо (р) у вираз (а) і отримаємо:

$$\frac{d^2 f(t)}{dt^2} + \frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin(f(t) + x).$$

Диференціальне рівняння збуреного руху

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin(f(t) + x) + \frac{g}{l} \sin f(t). \quad (\text{д})$$

Розкладемо рівняння (д) в ряд по степенях x :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{g}{l} x \cos f(t) + \frac{g}{2l} x^2 \sin f(t) + \dots \quad (\text{е})$$

Відкидаючи нелінійні члени, отримаємо із (е) рівняння першого наближення

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{g}{l} x \cos f(t). \quad (\text{е})$$

Запишемо рівняння (е) у вигляді системи двох рівнянь у формі Коші:

$$\dot{x}_1 = x_2; \quad \dot{x}_2 = -\frac{g}{l} x_1 \cos f(t).$$

Прямий метод Ляпунова. Функції Ляпунова. Дослідження стійкості руху автономних систем. Прямий або другий метод Ляпунова характеризується тим, що при його застосуванні не потрібно інтегрувати диференціальні рівняння збуреного руху. Цей метод

пов'язаний з пошуком деяких функцій V змінних збурення t , x_1, x_2, \dots, x_N , де $x_j = y_j - f_j(t)$ – збурення, y_j – частинний розв'язок збуреного руху, $f_j(t)$ – частинний розв'язок незбуреного запрограмованого руху (основного). Метод пов'язаний також з вивченням властивостей цих функцій, які називаються функціями Ляпунова, і властивостей їх похідних. Розглянемо лише усталений (стаціонарний) рух (автономні системи), для яких $V = V(x_1, x_2, \dots, x_N)$ в околі $|x_j| < h (j = 1, 2, \dots, N)$, де h – достатньо мале додатне число, вважаючи ці функції безперервно диференційованими, однозначними і такими, що перетворюються на нуль на початку координат $x_{1o} = x_{2o} = \dots = x_{No} = 0$.

У теорії стійкості прямий метод вважається основним. Він є якісним методом, оскільки не потребує отримання розв'язку рівнянь руху, а розглядає властивості „пробних” функцій, тобто функцій Ляпунова.

Найпростішим прикладом „пробної” функції може слугувати вираз потенціальної енергії системи, за допомогою якого можна встановити стійкість або нестійкість рівноваги.

Похідна функції Ляпунова визначається з виразу:

$$\frac{dV}{dt} = \sum_{j=1}^N \frac{\partial V}{\partial x_j} \frac{\partial x_j}{\partial t}. \quad (26)$$

Крім цього, функції Ляпунова можуть мати спеціальні властивості.

Функцію V називають додатно-визначеною в околі $|x_j| < h$, якщо в будь-якій точці цього околу, крім початку координат (де функція V дорівнює нулю), виконується умова $V > 0$.

Якщо $V < 0$, то функція V називається від'ємно-визначеною. У цих двох випадках функція V називається знаковизначеною.

Якщо в цьому околі $|x_j| < h$ функція V набуває значення тільки одного знака ($V \geq 0$ або $V \leq 0$), але може перетворюватись на нуль не тільки на початку координат, то вона називається знакосталою (додатною чи від'ємною); якщо ж функція V набуває як додатного, так і від'ємного значень, то вона називається знаковмінною в цьому околі.

Наприклад, функція $V = x_1^2 - x_2^2$ при $N = 2$ – знаковмінна, а функція $V = x_1^2 + x_2^2$ – додатно-визначена, функція $V = x_1^2$ – знакостала,

бо вона перетворюється на нуль на осі Ox_2 , а поза межами цієї осі вона додатна.

Отже, якщо V є квадратичною формою, то знаковизначеність можна встановити за допомогою критерію Сильвестра. Якщо V - форма непарного степеня, то зрозуміло, вона є знаковмінною функцією.

Таким чином, функціями Ляпунова називаються функції змінних x_1, x_2, \dots, x_N , кожна з яких в деякій n -вимірній області, що містить початок координат простору, є знаковизначеною, знакосталою або знаковмінною і має в цій області неперервні частинні похідні першого порядку за змінними x_1, x_2, \dots, x_N , тобто має повний диференціал.

Питання про стійкість незбуреного руху розв'язується на підставі дослідження поведінки функції $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$ і їх похідних за часом. При цьому необхідно враховувати, що змінні x_1, x_2, \dots, x_N є розв'язками диференціальних рівнянь збуреного руху. Вивчення поведінки функції V уздовж траєкторій руху системи дозволяє зробити висновок про поведінку траєкторій механічної системи, яка досліджується, тобто розв'язати питання про стійкість або нестійкість руху.

Оскільки питання про знаковизначеність квадратичної форми розв'язується досить просто (критерій Сильвестра (6)), то при побудові функцій Ляпунова за основу вибирають знаковизначену квадратичну форму і при необхідності додають форми вищих порядків. Отримана функція матиме ті ж властивості знаковизначеності, що і вихідна квадратична форма.

Приклад 4. Розглянемо функцію:

$$V = 1 + \sin^2 x_1 - \cos(x_1 - x_2).$$

Розкладемо цю функцію в ряд по степенях x_1 і x_2 :

$$\sin^2 x_1 = x_1^2 + \dots; \quad \cos(x_1 - x_2) = 1 - \frac{1}{2}(x_1 - x_2)^2 + \dots,$$

де точками позначені члени, які містять x_1 і x_2 у степені вище другої.

Вносячи ці розкладання у функцію V , отримаємо:

$$V = 1 + x_1^2 - 1 + \frac{1}{2}(x_1 - x_2)^2 + \dots,$$

$$V = \frac{1}{2}(3x_1^2 - 2x_1x_2 + x_2^2) + \dots.$$

Складемо матрицю коефіцієнтів квадратичної частини функції V (вздовж головної діагоналі розташовані коефіцієнти при квадратах змінних), елементи C_{12} і C_{21} дорівнюють половині коефіцієнта при добутку $x_1 x_2$.

$$\begin{vmatrix} 3 & -1 \\ -1 & 1 \end{vmatrix}.$$

Обчислимо головні діагональні мінори:

$$A_1 = 3, \quad A_2 = 3 - 1 = 2.$$

Оскільки $A_k > 0$, тоді, згідно з критерієм Сільвестра (6), функція V є додатновизначеною.

Теорема Ляпунова для прямого методу. Теорема про стійкість руху. Якщо для системи диференціальних рівнянь збуреного руху існує така знаковизначена в області $x_j < h$ функція $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$, що її повна похідна за часом \dot{V} на основі цих рівнянь є знакосталою протилежного з функцією V знака, або тотожно рівною нулю, то незбурений основний рух є стійким.

Нехай функція $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$ є знаковизначеною додатною, а, виходячи з умов теореми, повна похідна від функції V за часом, яка взята на основі рівнянь збуреного руху, є знакосталою і від'ємною, то основний незбурений рух є стійким.

$$\frac{dV}{dt} = \sum_{j=1}^N \frac{\partial V}{\partial x_j} \frac{dx_j}{dt} \leq 0.$$

Теорема про асимптотичну стійкість руху. Якщо диференціальні рівняння збуреного руху такі, що існує знаковизначена функція $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$, похідна якої \dot{V} на основі цих рівнянь є знаковизначеною функцією протилежного із V знака, то незбурений (основний) рух є асимптотично стійким.

Перша теорема Ляпунова про нестійкість руху. Якщо для диференціальних рівнянь збуреного руху існує така функція $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$, похідна від якої на основі цих рівнянь є знакосталою функцією, а сама функція V не є знакосталою протилежного знака, то незбурений (основний) рух є нестійким.

Друга теорема Ляпунова про нестійкість руху. Якщо для диференціальних рівнянь збуреного руху існує така функція V , що її похідна \dot{V} на основі цих рівнянь може бути подана у формі:

$$\dot{V} = \alpha V + W,$$

де α - додатна стала ($\alpha > 0$), а W - тотожно перетворюється на нуль або є знакосталою функцією, і якщо в останньому випадку функція V не є знакосталою, протилежною із W знаком, то незбурений рух є нестійким.

Приклад 5. Дослідимо прямим методом Ляпунова стійкість руху моделі автомобіля масою m і моментом інерції відносно поперечної осі, що проходить через центр мас - mr^2 , де r - радіус інерції кузова, C_1 , C_3 - коефіцієнти жорсткості передніх і задніх ресор (рис. 5).

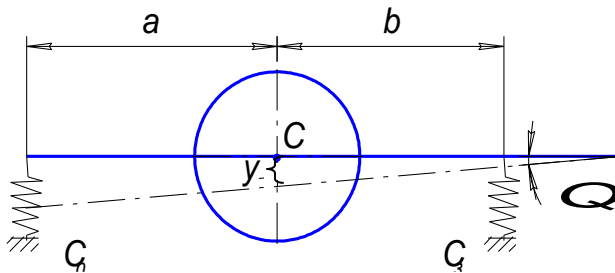


Рис. 5. Схема до прикладу 5

Розв'язання. Розглянемо повздовжні коливання автомобіля. В процесі коливань його положення визначається двома узагальненими координатами: вертикальним переміщенням y центра ваги (точки C) і кутом повороту рами Θ . Кінетична енергія автомобіля дорівнює:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{y}^2 + \frac{1}{2} I_c \dot{\Theta}^2 = \frac{1}{2} m (\dot{y}^2 + r^2 \dot{\Theta}^2).$$

Потенціальна енергія деформації ресор:

$$П = C_1 (y + a\Theta)^2 + C_3 (y - b\Theta)^2.$$

Рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} = - \frac{\partial П}{\partial y};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \Theta} = - \frac{\partial П}{\partial \Theta}.$$

Підставляючи в рівняння похідну від T і Π , отримаємо диференціальні рівняння коливального руху автомобіля:

$$m\ddot{y} + 2C_1 (y + a\Theta) + 2C_3 (y - b\Theta) = 0;$$

$$mr^2\ddot{\Theta} + 2C_{II}(y + a\Theta)a + 2C_3(y - b\Theta)b = 0.$$

Подамо диференціальні рівняння у нормальній формі Коші:

$$\dot{x}_1 = x_2; \quad \dot{x}_2 = -\frac{1}{m}(2C_{II}(x_1 + ax_3) + 2C_3(x_1 - bx_3));$$

$$\dot{x}_3 = x_4; \quad \dot{x}_4 = -\frac{1}{mr^2}(2C_{II}(x_1 + ax_3)a + 2C_3(x_1 - bx_3)b).$$

Це диференціальні рівняння збуреного руху автомобіля.

Виберемо функцію Ляпунова у формі повної механічної енергії:

$$V = T + \Pi = \frac{1}{2}m(\dot{y}^2 + r^2\dot{\Theta}^2) + C_{II}(y + a\Theta)^2 + C_3(y - b\Theta)^2.$$

Запишемо функцію Ляпунова в нових змінних

$$V = \frac{1}{2}m(x_2^2 + r^2x_4^2) + C_{II}(x_1 + ax_3)^2 + C_3(x_1 - bx_3)^2.$$

Візьмемо повну похідну від функції Ляпунова за часом:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial x_1}\dot{x}_1 + \frac{\partial V}{\partial x_2}\dot{x}_2 + \frac{\partial V}{\partial x_3}\dot{x}_3 + \frac{\partial V}{\partial x_4}\dot{x}_4.$$

В силу рівнянь збуреного руху маємо $\frac{dV}{dt} = 0$ (рух стійкий).

Висновки. Стійкість руху, як можна побачити з роботи, є одною із найважливіших категорій теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, а теорія стійкості руху відіграє велику роль у дослідженнях різного роду механічних систем. Серед різних факторів важливо знати критерії стійкості руху, щоб оцінити, як буде рухатись система у подальшому, якщо вона випадково підпаде під вплив сил, що не враховані у моделі. Останнє еквівалентно зміні початкових умов, від яких безпосередньо залежить характер руху. Розглянуті методи і приклади надають змогу розглянути поведінку системи без розв'язування складних диференціальних рівнянь руху за наявності збурень.

Література

1. Жуковский Н.Е. О прочности движений. Собр. соч. – М.: ОГИЗ, 1948. – Т.1. – С.69–70.
2. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения.– М.: Гостехиздат, 1950.– 472 с.
3. Малкин И.Г. Теория устойчивости движения. – М.: Наука, 1966. – 532 с.

Б.М. Гевко, д.т.н.

Тернопільський державний технічний університет ім. І.Пулюя

С.Г. Білик, к.т.н., І.І. Чвартацький, А.В. Грабар

Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

НОВІ ТИПИ АПАРАТІВ ТОЧНОГО ВИСІВУ НАСІННЯ

Приведено нові типи висівних апаратів точного висіву дрібно-, середньо- і крупнозернистого насіння різних сільськогосподарських культур і принципи їх роботи. Виведені аналітичні залежності для визначення основних конструктивних і кінематичних параметрів цих висівних апаратів сільськогосподарських машин.

Постановка проблеми. Однією з найбільш перспективних технологій сівби насіння є однозерновий висів, який розроблений на основі рядкового посіву і передбачає пунктирне розкладання насіння з заданими інтервалами вздовж рядка і по його ширині. Однозерновий посів дозволяє рівномірно розмістити насіння на площі поля, створити найбільш оптимальні умови для його проростання та наступного росту та розвитку рослин. Встановлено, що при однозерновому висіву забезпечується краща якість загортання насіння в ґрунт, норма висіву при цьому зменшується майже в два рази. Крім цього, при однозерновому висіві створюються всі умови для нормального розвитку рослин.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням точного висіву насіння різних сільськогосподарських культур присвячені роботи ряду авторів [1, 2, 3], однак цілий ряд питань залишається невирішеним.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2002-2006 роки.

Метою роботи є розроблення апаратів точного висіву механічної дії без пневматичної подачі насіння, механізми якої є енергозатратними. До дрібнозернистих відноситься насіння проса, конюшини, льону, вики та інші, до середньозернистих – пшениця, жито, ячмінь і до крупнозернистих – насіння гороху, цукрових і кормових буряків, кукурудзи оброблені відповідними стимулюючими препаратами та інші.

Результати дослідження. З урахуванням норми висіву насіння різних сільськогосподарських культур запропонована методика розрахунку конструктивних і кінематичних параметрів черпакового апарату точного висіву дрібнозернового насіння [4], розрахункова схема якого зображена на рис.1.

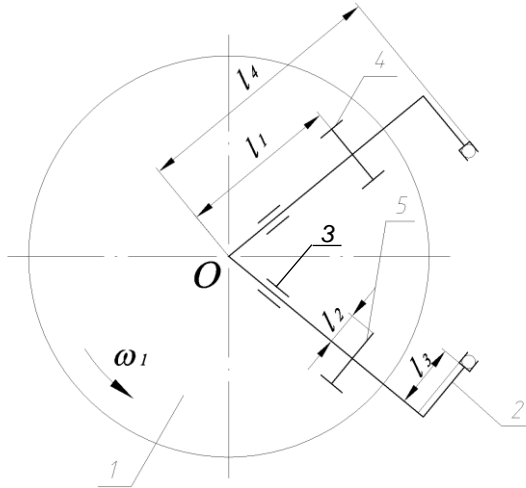


Рис. 1. Розрахункова схема механізму точного висіву дрібнозернистого насіння

Робота апарату здійснюється таким чином.

Диск 1 обертається з кутовою швидкістю ω_1 разом із розміщеними на ньому черпаками 2. В момент контакту важелів 5, які з'єднані із черпаками 2 й упором 4 відбувається проворот черпаків у підшипниках 3 відносно осі OO_1 із кутовою швидкістю ω_2 . При цьому на зернину почне діяти відцентрова сила, величина якої у початковий момент провороту важеля 5 має важливе значення через те, що ця сила може призвести до передчасного вильоту насінини у напрямку, який не дозволяє їй попасти у сошник сівалки.

Співвідношення довжини важелів l_1 і l_2 і їх кутових швидкостей виражаються залежністю:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad (1)$$

де l_1 і l_2 – відстані відповідно від центрів дисків O і O_1 до точки контакту з упором.

Кутова швидкість ω_2 , отримана з рівняння (1), становитиме:

$$\omega_2 = \frac{l_1 \omega_1}{l_2} = \frac{l_1 \pi n_0}{l_2 30}, \quad (2)$$

де n_0 – кількість обертів висівного диска, об/хв.

Продуктивність сівалки визначаємо за формулою:

$$P = V \cdot S, \quad (3)$$

де S – ширина захвату сівалки, м.

Ширина захвату сівалки буде рівна:

$$S = (m-1) l_5, \quad (4)$$

де m – кількість сошників; l_5 – ширина міжряддя, м.

Залежність кількості обертів висівного диска від швидкості руху сівалки і кількості черпаків має вигляд:

$$n_{\text{об}} = \frac{60 \cdot V}{k \cdot l}, \quad (5)$$

де V – швидкість руху сівалки; м/с; l – відстань між насінинами; м; k – кількість черпаків висівного апарату.

Тоді максимальна частота обертання висівного диска буде дорівнювати:

$$n_{\text{об max}} = \frac{30 \omega_{1 \text{ max}}}{\pi} = \frac{30 \cdot \sqrt{\frac{g}{l_3 (l_1^2 / l_2^2) - l_4 f}}}{\pi}, \quad (6)$$

де f – коефіцієнт тертя між насінною і черпаком; l_4 – довжина плеча черпака, м.

Як видно з рівняння, величина максимальної кількості обертів висівного апарату залежить від величини важелів механізму і довжини плеча черпака.

На рис. 2 зображено конструктивну схему дискового апарату точного висіву крупнозернистого насіння.

Дисковий апарат точного висіву насіння виконано у вигляді рами 1, на якій розміщені основні його вузли і механізми, наприклад, корпус висівного апарату 2, який жорстко з'єднаний болтами 3 з рамою бункера 8.

На вертикальному валу 5 жорстко встановлено висівний диск 4 з комірками 6 по його зовнішньому діаметру під розмір насінини, які розміщені рівномірно по колу з задньою стінкою під кутом до радіусу, який прикріплений до буртика 7 за допомогою болтів, на який зверху встановлено конічний барабан, що притиснутий шайбою з гайкою.

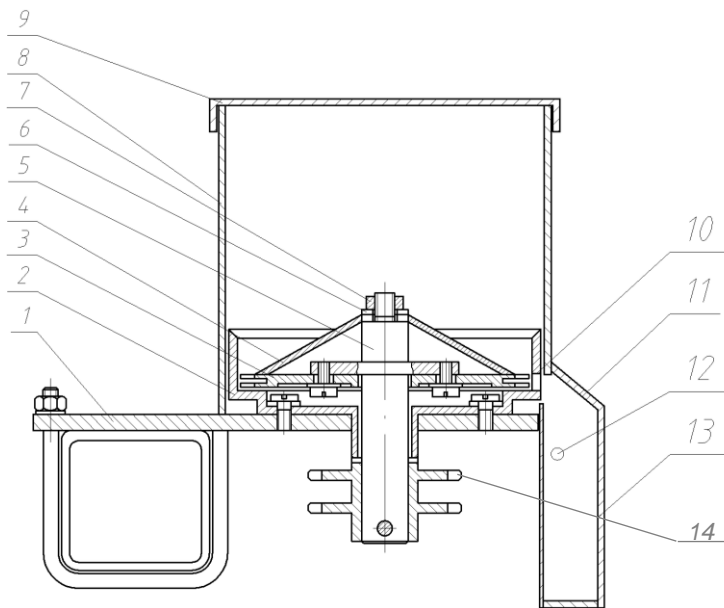


Рис.2. Дисківий апарат точного висіву крупнозернистого насіння

У корпусі висівного апарата виконано отвір 10 для виходу насінин у насіннепровід. З правої сторони корпусу висівного апарата 2 встановлено напрямну трубу 11, яка спрямовує насінини 12 через прийомний рукав у насіннепроводи 13. Привід гвинтова сівалка отримує через блок зірочок 14 і ланцюгову передачі (на кресленні не показано).

Основні параметри апарата точного висіву насіння визначаємо за таких залежностей.

Діаметр висівного диска визначається за формулою:

$$D_1 = 2(r + C + m \cdot d / k + C_1), \quad (7)$$

де r – радіус вала, на який закріплено диск, м; c – відстань від зовнішнього діаметра вала до першого паза, м (0,015...0,02 м); m_1 – кількість отворів у диску; C_1 – відстань між отвором на найбільшому діаметрі до зовнішньої кромки диска, м (0,010...0,015 м); d – діаметр отвору, мм; k – кількість отворів на одному радіусі.

Кількість отворів в диску визначають із залежності:

$$m_1 = \frac{l}{\frac{n_\sigma l}{V} - \frac{\mu \cdot H}{\sqrt{2gH}}}; \quad (8)$$

де n_σ – частота обертання диска, об/хв; l – відстань між насінинами, м; H – висота сошника, м; μ – коефіцієнт, що враховує змінність траєкторії за рахунок ударів насінини у стінки сошника (1,05...1,2).

На рис. 3 зображено характер взаємодії диска з виштовхувальним елементом насінини.

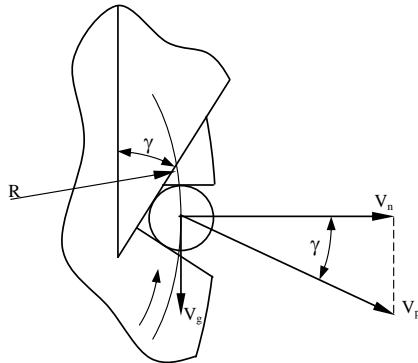


Рис. 3. План швидкостей виштовхування зернин з висівного апарату: 1–диск, який обертається; 2–комірки, що розміщені рівномірно по колу; 3–висівна зернина; 4–виштовхувальний клин

Швидкість виштовхування зернини з висівного апарата знаходимо за формулою:

$$V_p = V_g / \sin \gamma, \quad (9)$$

де V_g - швидкість руху зернини у диску м/с;

Швидкість V_g буде рівна:

$$V_g = \frac{\pi n_\sigma R}{30}. \quad (10)$$

Підставивши значення швидкості з рівняння (10) у рівняння (9), одержимо:

$$V_p = \frac{\pi n_\sigma R}{30 \sin \gamma}. \quad (11)$$

Продуктивність висівного апарата точного висіву можна визначити з залежності:

$$N = m_1 n_\sigma (\text{зернин/хв}), \quad (12)$$

Схема гвинтового висівного апарату точного висіву середньозернистого насіння у вигляді дисків з радіальними пазами зображено на рис.4.

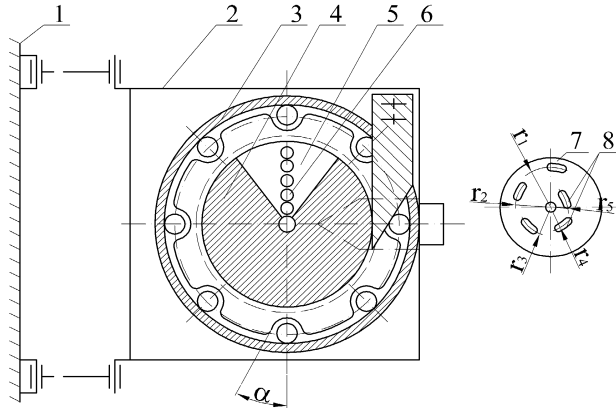


Рис.4. Кінематична схема дискового висівного апарату з наскрізними радіальними пазами

На рамі 1 на підвісках 2 жорстко закріплено підставку 3 корпусу 4 висівного апарату. На приводному валу жорстко закріплений центральним отвором насінневловлювач 5, на якому радіально, рівномірно по радіусу розміщено декілька наскрізних отворів 6, наприклад, п'ять. Причому розміри цих отворів і товщина насінневловлювача 5 є більшими зовнішніх параметрів висівних зернин, які висіваються, для вільного їх розміщення.

Насінневловлювач 5 своїм нижнім торцем взаємодіє з опорним диском, який жорстко встановлено в отворі горловини бункера (на кресленні не показано). В опорному диску рівномірно по колу виконано, наприклад п'ять пазів 8 шириною рівною діаметрам отвору 6 насінневловлювача, кожний з яких розміщений на радіусах r_1, r_2, r_3, r_4, r_5 аналогічно з радіусами розміщення отворів 6 насінневловлювача 5 з кутом між ними 72° .

Наскрізні отвори 6 насінневловлювача 5 і пази 8 опорного диска при їх взаємному переміщенні за один оберт один раз співпадають і через них випадають зернини в багатозахідний гвинт (на кресленні не показано), який розміщений знизу під опорними дисками на одній з них осі обертання і жорстко закріплений на валу обертання. Для кращого проходження насіннини в отворах в насінневловлювачальнів отвори виготовлені конічної форми, а отвори в опорному диску збільшений діаметр на $0,3...0,5$ мм в порівнянні з верхніми. Причому кількість заходів гвинта рівна кількості отворів 6 і 8 відповідно в насінневловлювачі 5 й опорному диску. Для кращого проходження

зернин через отвори 6 і 8 їх заокруглюють зі сторони горизонтальної площини.

Для забезпечення нормального проходження насінин у висівному диску необхідно визначити залежність довжини пазів висівного диска від частоти його обертання. Для того, щоб насінина вільно випадала через паз диска без пошкодження необхідно, щоб виконувалася така умова:

$$t'_1 = t'_2, \quad (13)$$

де t'_1 – час вільного падіння насінини; t'_2 – час обертання диска, протягом якого відбувається падіння насінини;

Час вільного падіння насінини в апараті визначається із формули

$$t'_1 = \sqrt{\frac{d_1}{2g}}, \quad (14)$$

де d_1 – діаметр насінини, м; g – прискорення вільного падіння м/с², а час t'_2 можна визначити із залежності:

$$t'_2 = \frac{(L-d) \cdot 60}{\pi D n_g}, \quad (15)$$

де L – довжина паза, м; D – діаметр розташування паза на диску, м; Підставляючи значення формул (14), (15) у рівняння (13) одержимо:

$$\sqrt{\frac{d}{2g}} = \frac{(L-d) \cdot 60}{\pi D n_g}. \quad (16)$$

Звідси:

$$L = \sqrt{\frac{d}{2g}} \cdot \frac{\pi D n_g}{60} + d. \quad (17)$$

Висновки. Розроблені і випробувані апарати точного висіву насіння сільськогосподарських культур трьох основних фракцій дрібно-, середньо- і крупнозернистого насіння. Запропоновані апарати мають значно менші енерговитрати порівняно з пневматичними та іншими конструкціями.

Література

1. Кардашевський С.В. Висевные устройства посевных машин. М.: Машиностроение, 1973, - 356с.
2. Машины для точного посева промышленных культур: конструирование и расчет /В.С. Басин, В.В. Брей, Л.В. Погорелый и др. - К.: Техника, 1987, - 157с.
3. Решетило О.М. Обґрунтування параметрів пневматичного апарату внутрішнього заповнення для точного висіву зернових

колоскових культур. Автореферат дис. ... канд.. техн. наук: 05.05.11. - Вінниця, 2005. – 20 с.

4. Деклараційний патент України №14591 Гевко І.Б., Білик С.Г., Чвартацький І.І., Драган А.П. Бюл.№5 2006

5. Деклараційний патент України №10433. Гнатъо П.М., Чвартацький І.І. та інші Бюл.№11, 2005.

УДК 633/635:538.244

З.О. Гошко к.т.н.

Львівський державний аграрний університет

СПОСОБИ СТИМУЛЯЦІЇ НАСІННЄВИХ МАТЕРІАЛІВ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

Розглянуто основні методи підвищення схожості насіння, а також проаналізовано можливість їх використання у господарствах. Наведено результати дослідження впливу комбінованого способу, що складається з хімічного і механічного, на схожість насіння.

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

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

Досягнути цього можна:

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

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

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

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

Для полегшення роботи наведемо основні способи передпосівного обробітку насіннєвого матеріалу у вигляді схеми (рис.1), охарактеризуємо їх і вкажемо особливості застосування.

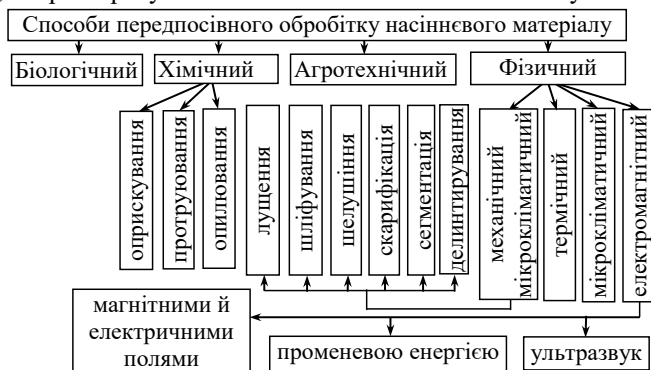


Рис.1. Основні способи передпосівного обробітку насіннєвого матеріалу

Біологічний метод є одним з реальних шляхів скорочення об'ємів використання хімічного методу, а звідси і шкоди, яку він наносить. Під біологічним методом розуміють використання живих

організмів і продуктів їх життєдіяльності для запобігання або зменшення шкоди, яка спричиняється шкідливими організмами.

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

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

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

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

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

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

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

Найвищий ефект знезараження насіння і підвищення його врожайності досягається під час захисно-стимулюючого обробітку,

покриття захисною оболонкою з мікроелементів, необхідної для швидкого росту і розвитку рослин.

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

Фізичний метод включає в себе цілу гаму способів, основними з яких є мікрокліматичний, термічний, механічний та електромагнітний, суть якого полягає у стимуляції сільськогосподарських культур з допомогою електрофізичного впливу.

Найстарший з них – це мікрокліматичний. Наприклад, повітряно-тепловий обігрів, суть якого полягає в тому, що розсипане тонким шаром насіння прогривають у сонячну погоду на відкритих площадках або в опалюваних приміщеннях за температури 30-40⁰С. Цей захід дає змогу підвищити врожайність насіння зернових культур на 2-3 ц/га. Недолік описаного способу – значна трудомісткість.

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

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

До механічної групи відносяться такі заходи: лушення, шліфування, шелушіння, скарифікація, сегментація, делентування:

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

2) шліфування – характерне для насіння рослин, яке було пошкоджене в процесі обмолоту і механічного дроблення, цей захід спрямований на покращення сипучості насінневого матеріалу (рис та насіння деяких злаків);

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

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

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

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

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

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

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

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

Враховуючи вищесказане, ми пропонуємо використання комбінованого способу, що передбачає комплексний обробіток насінневого матеріалу і складається з двох таких способів, як хімічний і механічний, а саме: вологе протруювання і механічне пошкодження оболонки насіння (скаріфікація, шелушіння).

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

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

Таблиця. Залежність зміни вологості зерна від часу протравлювання і обробітку

N п/п	Назва проби	Час змочування, хв	Вологість,	
			абсолютна, %	відносна, %
1	Зерно звичайне без обробки поверхні	-	18,17	15,37
2		15	36,36	26,66
3		30	42,89	30,00
4		45	45,17	43,87
1	Зерно шелушене в більшій машині зі сталлюю камерою	-	15,02	13,06
2		15	39,84	28,49
3		30	44,41	30,75
4		45	47,49	32,20
1	Зерно шелушене в машині з абразивною декою	-	13,47	11,87
2		15	44,50	30,94
3		30	49,63	33,17
4		45	67,25	40,20

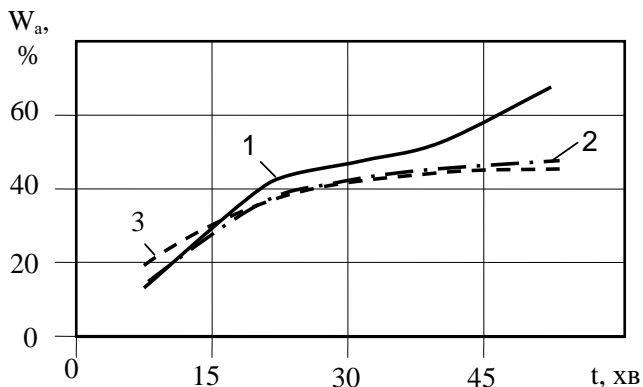


Рис. 2. Зміна швидкості вбирання вологи W_a від часу t : 1-шелушене, абразивна дека; 2-шелушене, стальна камера; 3-без обробки

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

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

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

Література

1. Гошко З.О., Крунич О.М. Обґрунтування конструктивно технологічної схеми машини для шелушіння зерна та насіння. Вісник ЛДАУ: Агроінженерні дослідження, №3.–Львів, 1999. -С.187-190.

2. Пилюгіна В.В., Регуш А.В. Электромагнитная стимуляция в растениеводстве. - М., 1980. -50с.

3. Гошко З., Крунич О., Цимбалюк В. Вплив передпосівного обробітку насіння на його схожість / Вісник ЛДАУ, №4. - Львів, 1999. -С.147-152.

4. Гошко З.О., Крунич О.М., Гошко М.О., Василькевич О.М. Шелушильні машини та способи їх використання / Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. – С. 48-53.

Рецензент д.т.н., проф. І.І. Василенко

УДК 631.302

М.О. Гошко, к.т.н., З.О. Гошко, к.т.н.
Львівський державний аграрний університет

РОЗМІРНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСАДЖЕНЬ ЯБЛУНІ

У статті наведено результати дослідження розмірних характеристик насаджень яблуні та проаналізовано придатність існуючих насаджень для механізованого збирання плодів.

Постановка проблеми. Щоб наситити внутрішній ринок власною продукцією плодівництва, необхідно забезпечити промислове вирощування плодів. Однією з найбільш трудомістких операцій виробництва плодів є збирання плодів (до 40% всіх трудозатрат). З цією метою у великих господарствах використовують механізоване збирання плодів.

На процес механізованого збирання урожаю плодів суттєво впливають властивості дерев і плодів, які залежать у першу чергу від природнокліматичних умов, а також технології вирощування даних культур, їх сортового складу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За різними даними, річна норма споживання плодів становить 90-120 кг на людину. Реально в Україні цей показник знаходиться в межах 20-40 кг, що значно менше біологічно необхідної норми.

Значна частина спожитих плодів завозиться з інших країн, зокрема з Польщі, Італії, Греції [1, 2]. Потрібно зауважити, що привезені плоди, як правило, перенасичені хімічними препаратами (консервантами, речовинами хімічного захисту), що негативно впливають на здоров'я людей, нерідко викликають алергію й отруєння, особливо у дітей.

Мета дослідження. Дослідити розмірні показники плодівих дерев і зробити аналіз придатності існуючих плодівих насаджень для механізованого збирання.

Результати досліджень. Об'єкти досліджень при вивченні розмірних показників надземної частини плодкових дерев, поширені в багатьох регіонах України, дерева сорту: Краса Закарпаття, Джонатан, Ботори, Зелений шовар, Ренет Симиренка, Кальвіль сніговий.

Діаметр штамбу вимірювали з точністю до 1 мм штангенциркулем на висоті 50 см, як середнє арифметичне розмірів його попереднього січення вздовж і поперек ряду. Показники висоти штамба і самого дерева визначали мірною рейкою з точністю до 5 см. Висота штамба рівна відстані вздовж його осі від рівня ґрунту до місця відгалуження першої скелетної гілки.

Просвіт (відстань від землі до нижнього ярусу гілок) вимірювали мірною лінійкою з точністю до 1см. Просторове розташування дерев визначали координатором. Осьовою лінією, від якої проводимо відлік по вертикальному транспортиру, прийняли шнур, натягнутий вертикально тягарцем (200 г). Кутомір встановлювали так, щоб штамп дерева був розташований у центрі паза його горизонтального транспортира.

З погляду на вищесказане були проведені попередні дослідження (таблиці 1) в приватному саду села Бедевля Закарпатської області Тячівського району, а також в СТОВ "Нива" Вінницької області Тростянецького району, село Савинці (табл. 2, 3).

Яблуня (25 років)

Площа саду 12 га. Рівнина.

Ґрунти: суглинки.

Сорти яблук: Ботори, Краса Закарпаття, Джонатан, Зелений шовар.

Урожайність яблук з одного дерева 400...600 кг.

Світовий просвіт між нижніми гілками і землею 150...175 см.

На рік вноситься 10...12 тон ґною.

Маса яблука 50...250 грам.

Висота яблука 3...8 см.

Діаметр яблука 3...8 см.

Таблиця 1. Розмірні показники плодкових насаджень

Відстань від землі до нижніх гілок, м	1,5...1,8
Діаметр стовбура, м	0,3...0,5
Висота дерева, м	4...6
Ширина крони вздовж ряду, м	5...6
Відстань між деревами вздовж ряду, м	6
Відстань між деревами у міжрядді, м	10
Кут нахилу дерев вздовж ряду, градусів	0...5
Кут нахилу дерев поперек ряду, градусів	0...5
Ширина крони поперек ряду, м	5...6

Яблуня. Ренет Симиренка (1990 рік посадки)

Площа насаджень - 6 га.

Урожайність - 15...17 ц/га.

Ґрунти: чорноземи опідзолені.

Проводять дискування 5...6 раз на рік.

Вносять 5...6 ц аміачної селітри.

Проводять три обприскування проти шкідників на рік, п'ять обприскувань проти хвороб.

Таблиця 2. Розмірні показники плодкових насаджень Ренет Симиренка

Висота підстава, м	Відстань між деревами в ряді, м	Ширина між рядами, м	Діаметр штамба, м (20 см над землею)	Кількість скелет- них гілок	Висота штамба, м	Світловий просвіт, м	Ширина крони	
							вздовж ряду, м	поперек ряду, м
3,6	4	5	0,18	4	0,95	0,65	2,83	2,00
3,54	4	5	0,16	4	0,93	0,60	2,80	1,97
3,70	4	5	0,20	5	1,00	0,70	2,85	2,05
3,73	4	5	0,21	5	1,03	0,73	3,85	2,07
3,60	4	5	0,19	5	0,96	0,65	2,81	2,02
3,80	4	5	0,22	6	1,10	0,75	2,90	2,10
3,85	4	5	0,23	6	1,12	0,78	2,92	2,13
3,55	4	5	0,17	4	0,93	0,60	2,82	1,97
3,65	4	5	0,19	5	0,98	0,68	2,83	2,03
3,73	4	5	0,20	6	1,13	0,73	2,85	2,07
3,78	4	5	0,21	4	1,18	0,78	2,88	2,09
3,65	4	5	0,18	4	0,97	0,65	2,84	2,00
3,63	4	5	0,18	4	0,95	0,65	2,80	1,98
3,83	4	5	0,22	5	1,13	0,78	2,92	2,15
3,97	4	5	0,25	6	1,17	0,80	2,95	2,18
4,00	4	5	0,26	6	1,20	0,83	3,00	2,20
3,93	4	5	0,24	5	1,18	0,82	2,97	2,18
3,90	4	5	0,24	4	1,15	0,80	2,95	2,15
4,10	4	5	0,27	6	1,22	0,83	2,98	2,17
3,87	4	5	0,27	4	1,17	0,78	2,91	2,11
3,82	4	5	0,22	3	1,12	0,76	2,85	2,13
3,63	4	5	0,22	4	0,98	0,67	2,81	2,00
3,67	4	5	0,18	5	0,95	0,60	2,83	2,07
3,53	4	5	0,20	6	0,90	0,63	2,80	1,96
3,57	4	5	0,20	5	0,92	0,64	2,85	1,95

Яблуня. Кальвіль сніговий (1990 рік садіння)

Площа насаджень – 6 га.

Урожайність - 18...20 ц/га.

Ґрунти: чорноземи опідзолені.

Проводять дискування 5...6 раз на рік.

Вносять 5...6 ц аміачної селітри.

Проводять три обприскування проти шкідників на рік, п'ять обприскувань проти хвороб.

Таблиця 3. Розмірні показники плодкових насаджень Кальвіль сніговий

Висота підстава, м	Відстань між деревами в ряду, м	Ширина між рядами, м	Діаметр штамба, м (20 см над землею)	Кількість скелет- них гілок	Висота штамба, м	Світловий просвіт, м	Ширина крони	
							вздовж ряду, м	поперек ряду, м
3,5	4	5	0,20	5	0,90	0,48	2,75	2,00
3,2	4	5	0,16	4	0,92	0,48	2,80	1,93
3,1	4	5	0,155	3	0,95	0,50	2,82	1,97
3,15	4	5	0,163	3	1,00	0,50	2,85	2,10
3,20	4	5	0,16	3	1,15	0,63	3,00	2,15
3,30	4	5	0,18	4	0,96	0,67	3,10	2,05
3,35	4	5	0,18	4	0,95	0,70	2,95	2,12
3,25	4	5	0,18	3	1,10	0,49	2,80	2,17
3,40	4	5	0,22	4	0,93	0,52	2,85	2,19
3,60	4	5	0,25	5	1,18	0,53	2,87	2,13
3,30	4	5	0,195	3	1,20	0,57	2,80	2,18
3,15	4	5	0,16	3	1,15	0,49	2,93	2,00
3,10	4	5	0,14	3	1,12	0,62	2,95	2,04
3,15	4	5	0,14	3	0,98	0,65	2,83	1,98
3,20	4	5	0,17	3	0,97	0,67	2,85	2,08
3,65	4	5	0,24	5	0,90	0,69	2,87	2,03
3,60	4	5	0,24	5	0,93	0,70	2,90	2,15
3,40	4	5	0,20	6	0,90	0,70	3,00	2,10
3,45	4	5	0,20	4	0,91	0,58	2,95	2,03
3,40	4	5	0,21	4	0,95	0,59	2,87	2,12
3,30	4	5	0,20	3	0,97	0,48	3,00	2,15
3,50	4	5	0,22	4	0,98	0,52	2,70	2,07
3,40	4	5	0,22	4	1,00	0,57	2,83	2,02
3,68	4	5	0,26	4	1,15	0,65	2,90	2,15
3,40	4	5	0,22	3	1,22	0,68	2,96	2,18

Обробка результатів експериментальних досліджень (табл. 4, 5) проводилась методами математичної статистики і теорії імовірності з визначенням наступних показників: x_{cp} – середнє значення; σ – середньоквадратичне відхилення; m – середня похибка середньоарифметичного; V – коефіцієнт варіації, %; p – точність експерименту, %.

Таблиця 4. Статистичні показники Ренет Симиренка

Показник	Висота дерева, м	Відстань між деревами в ряду, м	Ширина між рядами, м	Діаметр штамба, м (20 см над землею)	Кількість скелет-гілок	Висота штамба, м		Ширина крони	
						Світловий просвіт, м	вздовж ряду, м	поперек ряду, м	
x_{cp}	3,75	4	5	0,212	4,84	1,05	0,716	2,91	2,068
σ	0,16	0	0	0,031	0,89	0,11	0,077	0,20	0,078
m	0,031	0	0	0,006	0,179	0,021	0,015	0,041	0,015
V	4,2	0	0	14,5	18,6	10,2	10,87	7,04	3,81
p	0,84	0	0	2,9	3,71	2,03	2,17	1,40	0,76

Таблиця 5. Статистичні показники Кальвіль сніговий

Показник	Висота дерева, м	Відстань між деревами в ряду, м	Ширина між рядами, м	Діаметр штамба, м (20 см над землею)	Кількість скелет-гілок	Висота штамба, м		Ширина крони	
						Світловий просвіт, м	вздовж ряду, м	поперек ряду, м	
x_{cp}	3,35	4	5	0,195	3,8	1,015	0,586	2,885	2,083
σ	0,173	0	0	0,034	0,866	0,107	0,083	0,0905	0,075
m	0,034	0	0	0,0068	0,173	0,021	0,0165	0,018	0,015
V	5,17	0	0	17,48	22,79	10,51	14,07	3,12	3,59
p	1,035	0	0	3,497	4,558	2,102	2,814	0,625	0,718

На основі проведеного аналізу статистичних даних було отримано такі показники:

- висота дерева (середня) – 3,75 м дерев Ренет Симиренка; 3,35 м дерев Кальвіль сніговий;
- відстань між деревами в ряду – 4 м для дерев Ренет Симиренка; 4 м для дерев Кальвіль сніговий;
- ширина між рядами – 5 м для дерев Ренет Симиренка; 5 м для дерев Кальвіль сніговий;
- діаметр штамбу (середній) – 0,212 м дерев Ренет Симиренка; 0,195 м дерев Кальвіль сніговий;

- висота штамбу (середня) – 1,05 м дерев Ренет Сими́ренка; 1,015 м дерев Кальві́ль сніговий;
- світовий просвіт (середній) – 0,716 м дерев Ренет Сими́ренка; 0,586 м дерев Кальві́ль сніговий;
- ширина крони вздовж ряду (середня) – 2,91 м дерев Ренет Сими́ренка; 2,885 м дерев Кальві́ль сніговий;
- ширина крони поперек ряду (середня) – 2,083 м дерев Ренет Сими́ренка; 2,885 м дерев Кальві́ль сніговий.

Висновки. Для забезпечення нормальних умов роботи вловлювачів серійних плодозбиральних машин вільний простір на периферії крони повинен бути не менше 1,2 м. Висота штаблів формується до вступу насаджень у стадію промислового плодоношення. В насадженнях яблунь обрізкою гілок нижнього ярусу необхідно сформувати вільний простір під кронами в межах від 0,7 до 1,2 м. Як ми бачимо, досліджувані насадження за цим параметром відповідають необхідним вимогам (1,5...1,8 м).

Поздовжній і поперечний розміри крон дерев регулюються з допомогою обрізки у відповідності з агротехнічними вимогами.

В цілому досліджені насадження яблуні в приватному саду село Бедевля Закарпатської області Тячівського району придатні для механізованого збирання плодів. Це саме можна сказати і про досліджені насадження яблуні в СТОВ “Нива” Вінницької області сортів Ренет Сими́ренка і Кальві́ль сніговий.

Література

1. Гошко М.О. Фізична та математична моделі “енергетичний засіб – струшувач - дерево” // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 5. - Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999.- С.25-27.
2. Шевчук Р.С., Крупич О.М., Гошко З.О., Гошко М.О. Методика дослідження передатної функції крони плодового дерева // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 3. - Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1997.

Рецензент д.т.н., проф. І.І. Василенко

М.Г. Грушецька

Луцький державний технічний університет

СУТНІСТЬ РОЗРАХУНКУ РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ ЙМОВІРНИМ МЕТОДОМ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

У статті розглянуто сутність розрахунку розмірних ланцюгів ймовірним методом при виготовленні деталей сільськогосподарських машин.

Постановка проблеми. В крупносерійному і масовому виробництві деталей сільськогосподарських машин при розрахунку розмірних ланцюгів необхідно використовувати основні положення теорії ймовірності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теоретичні дослідження ймовірного методу розрахунку розмірних ланцюгів розглянуті [1, 2].

На практиці, при виготовленні деталей проходить розсіювання розмірів, яке відбувається в результаті технологічних факторів, а потім спостерігається випадковий характер поєднання розмірів деталей при їх збиранні.

Користуючись ймовірними оцінками, можна побачити, що якщо допустити малий або дуже малий ризик (ймовірність) порушення взаємозамінності при збиранні отримують розширення допусків складових деталей.

Мета дослідження. Розкрити можливість розширення у кілька разів допуски складових ланок і відповідно знизити виробничі витрати за рахунок того, що ми не будемо враховувати малоймовірні комбінації числових значень тих же ланок.

Результати дослідження. Якщо в розрахунку розмірних ланцюгів економічні розрахунки вказують на необхідність застосування системи перекривання допусків на основі випадкового сполучення деталей, допуски повинні визначатися статистично для того, щоб регулювати долю дефектних деталей при незначному прийнятому рівні. Статистичне визначення допусків буде вказувати величину, на яку можна збільшити допуск, приймаючи за базу прийнятну степінь ризику, отримання незначної частки дефектних деталей.

Розрахунок статистичних допусків ланок розмірного ланцюга засновано на використанні висновків теорем теорії імовірності.

Розглянемо один із методів сумування – метод незалежних скалярних величин.

При сумуванні незалежних скалярних випадкових величин використовуються висновки декількох теорем.

Якщо $x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_k$ є незалежними випадковими величинами з відповідними середніми $M_1, M_2, \dots, M_j, \dots, M_k$ і дисперсіями $\sigma_1^2, \sigma_2^2, \dots, \sigma_j^2, \dots, \sigma_k^2$ і якщо $a_1, a_2, \dots, a_j, \dots, a_k$ є постійними величинами, а y представляє собою лінійну комбінацію x_j

$$y = a_1x_1 \pm \dots \pm a_jx_j \pm \dots \pm a_kx_k,$$

то y є випадковою величиною, яка має такі властивості:

1) $M_y = a_1M_1 \pm a_2M_2 \pm \dots \pm a_kM_k$;

2) $\sigma_y^2 = a_1^2\sigma_1^2 + a_2^2\sigma_2^2 + \dots + a_k^2\sigma_k^2$;

3) якщо кожна випадкова величина x_1, x_2, \dots, x_k підлягає нормальному закону розподілу, то y теж має нормальний закон розподілу.

Згідно з висновками, властивості теореми для визначення допуску замикаючого розміру при довільному законі розподілу вводять коефіцієнт відносного розсіяння k .

Коефіцієнт k характеризує відмінність розподілу допусків розмірів розмірного ланцюга від розподілу за законом Гауса. Для закону нормального розподілу $k=1$, для закону трикутника (Сімпсона) $k=1,22$.

Розмах розподілу y вимірює розсіяння лінійної комбінації x_j .

Розмах відхилень розмірів відповідних ланок виражений значеннями R_1, R_2, \dots, R_k представляє собою відповідні допуски, що визначають якісні характеристики значення R_y , є допуском, що визначає якісну характеристику замикаючої ланки комплексу розмірного ланцюга. Середні величини M_1, M_2, \dots, M_k відповідають номінальним значенням ланок розмірного ланцюга, а M_y – номінальному значенню замикаючого розміру. Середнє квадратичне відхилення σ_y використовується як вимірник R_y , оскільки для закону нормального розподілу $6\sigma_y = R_y$. Подібним чином $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_k$ буде

відповідно оцінками R_1, R_2, \dots, R_k . Число допусків розмірного ланцюга позначається m , звідки виникає m розподіл відхилень деталей. Із наведеного вище рівняння для визначення допуску розміру замикаючої ланки:

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (TA_j)^2}.$$

Для допуску розміру замикаючої ланки при довільному законі розподілу вводять коефіцієнт відносного розсіювання і попереднє рівняння набуде вигляду:

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{k_{\Delta}} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (TA_j)^2 k_j^2}.$$

Застосовуючи до отриманих рівнянь процедури перетворення, отримуємо рівняння для розрахунку допусків складових ланок розмірного ланцюга за заданим допуском замикаючої ланки.

Наприклад, порівняємо допуски складових ланок TA_j за розрахунку розмірного ланцюга, що складається з 4-х ланок, методами повної взаємозамінності і теоретико-ймовірним при рівнянні $TA_{\Delta} = 4TA_j$.

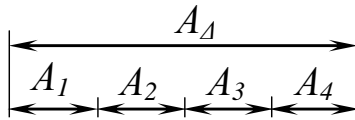


Рис. Схема розмірного ланцюга

Розрахунок методом максимуму-мінімуму при адитивних допусках:

$$TA_{\Delta} = 4TA_j,$$

звідки

$$TA_j = \frac{TA_{\Delta}}{4}.$$

Розрахунок теоретико-ймовірним методом із випадковими змінними перекриваючих допусків дає

$$TA_{\Delta} = \sqrt{4(TA_j)^2} = 2TA_j,$$

звідки

$$TA_j = TA_{\Delta} / 2.$$

Висновки. Із порівняння обох розрахунків видно, що застосування теоретико-ймовірного розрахунку дозволяє при тому ж допуску замикаючої ланки TA_{Δ} розширити в два рази допуск складових ланок з ризиком 0,27%. В сільськогосподарському машинобудуванні нехтують величиною такого ризику і з ним створюють машини.

Література

1. Якушев А.І., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с.

2. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. / Мягков В.Д., Палей М.А., Романов А.Б., Брапинский В.А. – Л.: Машиностроение, 1982. – Ч.1, 2.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358

Л.М. Дацюк, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ УНІВЕРСАЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ

У даній статті проводиться узгодження роботи змінних і постійних механізмів універсальної льонозбиральної машини. Побудовано схеми змінних механізмів та обґрунтовано їх основні параметри.

Постановка проблеми. Проблема створення універсальних машин для збирання льону дуже важлива. Вирішується вона шляхом обладнання машини змінними механізмами і, залежно від вибраного способу збирання, встановлюється потрібний механізм.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду [1, 2, 3, 4, 5] встановлено, що на вітчизняних машинах недостатньо вирішене питання комплектації льонозбиральних машин змінними механізмами. А отже, встановлюючи бральний або підбирально-повертаючий апарат, ми можемо використовувати

машину для збирання льону відповідно за комбайновою або роздільною технологією. Такий підхід вирішення проблеми дає можливість економічно вигідніше використовувати постійні механізми льонозбиральної машини. Вони зайняті, коли для роботи машини встановлено бральний апарат і коли підбирально-повертаючий апарат. Тобто тіж самі постійні механізми машини для збирання льону задіяні під час комбайнової і роздільної технології збирання льону.

Мета дослідження. Завдання дослідження полягають в узгодженні роботи змінних і постійних механізмів універсальної машини для збирання льону. Для цього нам потрібно обґрунтувати основні параметри змінних брального та підбирально-повертального апаратів та основної частини машини.

Результати дослідження. Льонозбиральна машина (рис. 1) складається з постійних і змінних механізмів. Постійні – це механізми, що працюють і за комбайновим і за роздільним способом збирання, а змінні механізми працюють тільки за одним зі способів. Розглянемо тепер, які параметри повинні бути у рами машини і у механізмів, що до неї приєднуються, для того, щоб машина (справно) працювала і в одному, і в другому варіанті. До постійних механізмів відноситься: рама 1, колісний хід 2, механізм приводу 3, поперечний 4 і затискний 5 транспортери, очісуючий апарат 6, транспортер вороху 7 і розстилочний щит 8. До змінних механізмів відноситься: бральний апарат 9 з подільниками 10, він використовується для комбайнової технології, і підбирально-повертальний апарат 11, що використовується для роздільної технології. Кріплення апаратів є роз'ємне, що дає можливість легко робити їх заміну. Під час проектування льонозбиральних машин прийнято раму, використовувати як картер, в якому розміщується механізм передачі. З цієї причини ми раму нашої машини використовуємо у вигляді картера і розміщуємо в ньому механізм приводу змінних апаратів, він має такі конструктивні особливості:

1) привод апаратів здійснюється з чотирьох ведучих шківів, які розміщені на правій передній (від напрямку руху машини) стороні картера льонокомбайна;

2) привод брального апарата використовує всі чотири ведучі шківви;

3) на привод підбирально-повертального апарата потрібно один шків (четвертий, коли рахуємо вправо від напрямку руху машини).

Детальніше матеріал, що стосується приводу брального і підбирально-повертального апарата, подано нижче.

Конструкції брального та підбирально-повертального апаратів дозволяють проводити їх заміну одного іншим. Для цього роз'єднують

роз'ємне кріплення та замінюють четвертий ведучий шків брального апарата (рис. 1) на шків підбирально-повертального апарата.

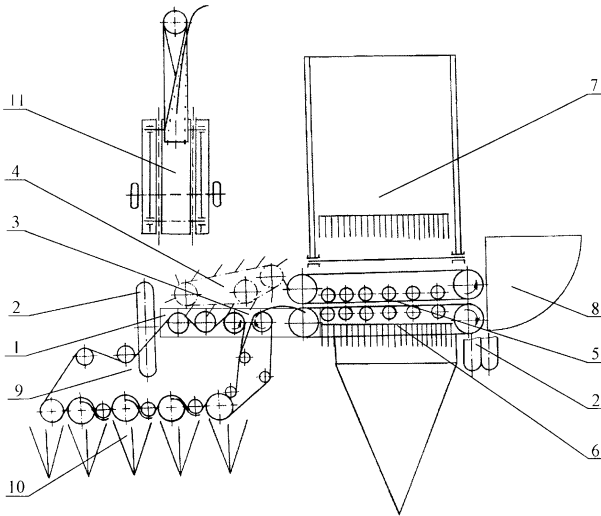


Рис. 1. Схема льонозбиральної машини з розробленими змінними бральним і підбирально-повертальним апаратами: 1 – рама; 2 – колісний хід; 3 – механізм приводу; 4 – поперечний транспортер; 5 – затискний транспортер; 6 – очісуючий апарат; 7 – транспортер вороху; 8 – розстилочний щит; 9 – бральний апарат; 10 – подільники; 11 – підбирально-повертальний апарат

Щоб збирати льон за комбайнвоюю і роздільною технологіями однією льонозбиральною машиною, потрібно її обладнати бральним та підбирально-повертальним апаратами [1, 3]. У бральному апараті з поперечними рівчаками (рис. 2) один бральний пас 10 охоплює три бральні шківні 12 і шківні 17 та контактує з вивідним пасом 11. Бральний пас також охоплює три ведучі шківні і чотири притискних та два натяжних ролики, тому для його приводу потрібно збільшити кут обхвату пасом ведучого шківна, для цього в запропонованому апараті привод брального пасу здійснено за допомогою трьох ведучих шківнів 8 однакового діаметра, розміщених горизонтально. Це дозволяє збільшити кут обхвату шківнів бральним пасом. Розрахунки такого механізму наводяться нижче.

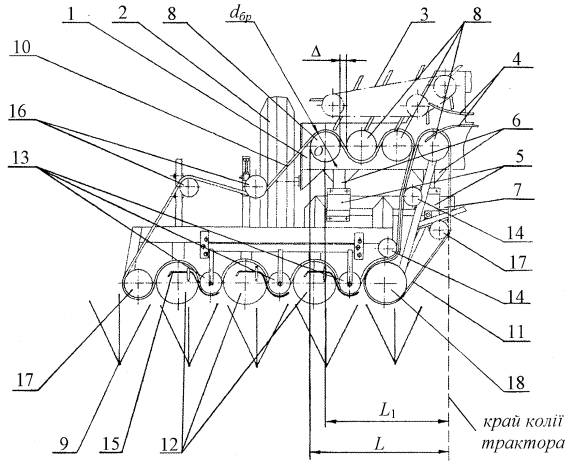


Рис. 2. Схема розробленого брального апарата: 1 – картер льонокомбайна; 2 – польове колесо; 3 – поперечний транспортер; 4 – направляючі прутки; 5 – роз’ємне кріплення; 6 – кронштейн; 7 – рама брального апарата; 8 – ведучі шків; 9 – подільники; 10 – бральний пас; 11 – вивідний пас; 12 – бральні шків; 13, 14 – притискні ролики; 15 – підтримуючі прутки; 16 – натяжні ролики; 17, 18 – шків

Привод підбирально-повертального апарата здійснюється від валу крайнього правого (четвертого) ведучого шків (рис. 3).

У розробленій льонозбиральній машині під час агрегування з трактором класу тяги 1,4 (14 кН) зовнішній край колії правого колеса умовно співпадає з початком приводу брального апарата, а точніше, з краєм першого ведучого шків.

Для роботи підбирача потрібно, щоб край правого колеса трактора був біля стеблової стрічки, але колесо не наїжджало на неї.

Вал ведучого шків брального апарата точка O розміщений від краю колії трактора на відстані L_1 :

$$L_1 = L - \frac{d_{\text{гр}}}{2},$$

де L – довжина ведучої частини брального апарата (рис. 2):

$$L = 4d_{\text{гр}} + 3\Delta,$$

тут $d_{\text{оп}}$ – діаметр ведучого шківa брального апарата (рис. 2); Δ – зазор між шківaми ($\Delta=20\dots30$ мм).

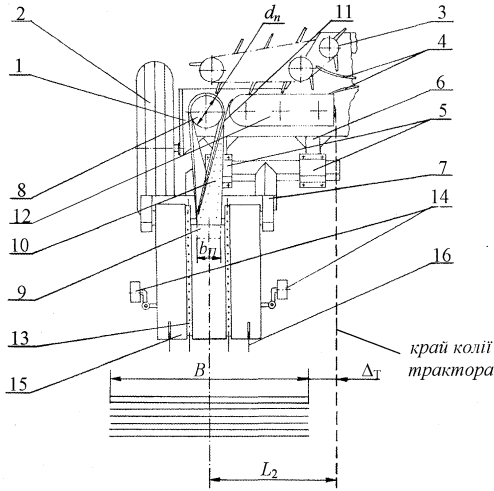


Рис. 3. Схема розробленого підбирально-повертального апарата:

- 1 – картер льонокомбайна; 2 – польове колесо;
- 3 – поперечний транспортер; 4 – направляючі прутки;
- 5 – роз’ємне кріплення; 6 – кронштейн; 7 – рама підбирально-повертального апарата;
- 8 – ведучий шків; 9 – ведений шків; 10 – транспортувальний пас;
- 11 – підтримуючі прутки; 12 – щиток-направляюча;
- 13 – ланцюгово-пальцевий транспортер; 14 – опорні колеса;
- 15 – щитки; 16 – барабанні механізми підбору

Звідси відстань L_1 рівна:

$$L_1 = 7d_{\text{оп}}/2 + 3\Delta. \tag{1}$$

Однією з вимог до пасової передачі напівперехресного типу є те, щоб край набігаючої вітки пасу знаходився у площині, яка дотикається до ведучого та веденого шківів. Тоді центр симетрії підбирача буде на відстані L_2 від краю коліи трактора:

$$L_2 = L_1 - d_n/2 - \delta + b_{\text{п}}/2, \tag{2}$$

де d_n – діаметр ведучого шківa підбирально-повертального апарата (рис. 3); δ – товщина напівперехресного пасу ($\delta=8\dots12$ мм) [2]; $b_{\text{п}}$ – ширина напівперехресного пасу ($b_{\text{п}}=80\dots120$ мм) [2].

Після підстановки складових у формули (1) і (2) отримаємо, що:

$$L_2 = \frac{7d_{op}}{2} + 3\Delta - \frac{d_n}{2} - \delta + \frac{b_{пl}}{2}. \quad (3)$$

Враховуючи умови, що під час підбору стрічок центр симетрії підбирача повинен співпадати з центром симетрії стеблової стрічки, одержуємо, що запропонована конструкція підбирально-повертального апарата дозволяє підбирати стрічку льону шириною:

$$B \leq 2L_2 - \Delta_T, \quad (4)$$

де Δ_T – мінімально допустима відстань від колії трактора до стрічки льону ($\Delta_T = 50$ мм).

Враховуючи формули (3 і 4), ширина стрічки B буде мати величину до 1,1 м.

У деяких випадках, дуже рідко, можна побачити високий льон, в якого ширина розстеленої на льонищі стрічки може доходити до 1,4 м. В таких випадках рекомендується зміщувати точку кріплення сніці комбайна відносно центру симетрії трактора на $\chi = \frac{B_2 - B_1}{2}$ м вправо, де

χ – зміщення сніці комбайна, B_1 і B_2 – ширина стрічки.

Висновки. Отже використовуючи попередні дослідження і приведене можемо узгодити роботу змінних брального і підбирально-повертального апаратів і основної частини машини для збирання льону та обгрунтувати їх основні параметри.

За висновками С.Ф. Юхимчука, робоча швидкість машини під час брання стебел становить 2,01 – 2,58 м/с, а швидкість брального паса $v_6 = 2,8$ м/с [4]. А за рекомендаціями Ю.О. Цикалюка робоча швидкість машини під час підбирання стеблової стрічки становить 1,18...2,01 м/с і швидкість підбирального транспортера $v_n = 3,5$ м/с [5]. Виходячи з цього, підбираємо необхідні діаметри ведучих шківів та кутову швидкість їх обертання. Знаючи стандартну кутову швидкість обертання ВВП трактора $\omega_{ВВП} = 57,1 \text{ с}^{-1}$ та передаточне число ланцюгової передачі $u = 0,68$ підберемо кутову швидкість обертання ведучих шківів брального і підбирально-повертального апаратів $\omega = \omega_{ВВП} u = 57,1 \cdot 0,68 = 38,8 \text{ с}^{-1}$. Тоді радіус ведучих шківів брального апарата $R_6 = \frac{v_6}{\omega} = \frac{2,8}{38,8} = 0,0725 \text{ м}$. Швидкість повертального паса

повинна бути рівною або трохи більшою за швидкість підбирального транспортера, щоб не було накопичення стебел. Тому радіус ведучого шківа приводу підбирально-повертального апарата, за тієї ж кутової швидкості обертання шківа, що і шків приводу брального апарата, буде $R_n = v_n / \omega = 3,5 / 38,8 = 0,09 \text{ м}$.

Література

1. Дацюк Л.М. Конструктивні особливості машини для двофазного збирання льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – С. 81–84.
2. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985.– 232 с.
3. Дацюк Л.М. Обґрунтування параметрів змінних брального і підбирально-повертального апаратів льноозбиральної машини: Дис... канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2005. – 157 с.
4. Хайліс Г.А. Про способи збирання льону // Пропозиція. – 1999. - №7. С. 52-53.
5. Хайліс Г., Налобна О., Залужний В. Технології збирання льону та проблеми механізації льонарства // Техніка АПК. –2004. -№ 1-2. С. 15-17.
6. Пат. № 22515 Україна. Машина для збирання льону/ Хайліс Г.А., Божидарнік В.В., Горбовий А.Ю., Юхимчук С.Ф., Довгополок В.Ф., Дацюк Л.М., і ін. – Опубл. 1998, Бюл. №2.
7. Юхимчук С.Ф. Розрахунок енергії при механізованому бранні стебел льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 3. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1997.
8. Цикалюк Ю.О. Про вплив характеру руху льонопідбирача на якість підйому стрічки // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – С. 318–321.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 26.325.35

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

ВПЛИВ САПРОПЕЛЮ НА РОДЮЧІСТЬ ҐРУНТУ

У статті наведено результати вегетаційного дослідю із дослідження впливу режимів сушіння на якість сапрорелевого добрива. Виявлено позитивний вплив конвективного сушіння на активацію органічної речовини сапрорелю.

Постановка проблеми. Починаючи з 90-х років минулого століття, в Україні з кожним роком зменшується кількість земель сільськогосподарського призначення, а також їх якість. Таким чином

виникає першочергова загальнодержавна проблема, яка веде до занепаду національного сільськогосподарського виробництва. Продуктивність і родючість ґрунту залежить від вмісту у ньому гумусу та органічної речовини, а також від прийнятої системи удобрення. Одним зі шляхів вирішення проблеми покращення якості родючого шару може бути використання органічних добрив, основою яких є сапропель. При цьому, як добрива використовують як природний сапропель, так і виготовлені на його основі різні види компостів, органо-мінеральні добрива і т.д. Важливо відмітити, що через високий природний вологовміст (20...25 кг/кг) [1] перед застосуванням матеріал частково зневоднюють. У процесі сушіння проходить видалення та переміщення вологи у матеріалі, що суттєво впливає на зміну його властивостей, зокрема окислюються закисні форми сполук, активізуються мікроорганізми, внаслідок чого змінюються фізико-механічні властивості сапропелю [2].

Аналіз останніх досліджень. На сьогодні в Україні сапропелеві добрива практично не використовуються, припинені дослідження у даному напрямку. Але великий інтерес до використання сапропелю, як органічної речовини проявляють країни Перської затоки.

За результатами досліджень, що проводилися останніми роками у Білорусії, Латвії та ряді регіонів Російської Федерації, було обґрунтовано, що внесення сапропелю найбільше ефективно на легких, піщаних і кам'янистих ґрунтах, на ділянках, перенасичених мінеральними добривами, а також на зрошуваних землях. Врожайність культур після внесення в ґрунт сапропелю як натурального біостимулятора росту рослин збільшується на 40...50%. Сапропелеві добрива в свою чергу володіють перевагами перед іншими видами добрив, а саме:

- містять більш великий перелік органічних речовин, необхідних рослинам, порівняно з торфом;
- у сапропелі відсутнє насіння бур'янів, він не заражений хвороботворними бактеріями;
- на відміну від хімічних добрив, екологічно чистий сапропель не має шкідливої токсичної дії;
- терміни внесення у ґрунт не відрізняються від термінів і способів внесення інших органічних добрив, але перевагою є те, що при внесенні сапропелю «врозкид» по площі, перед оранкою, втрат азоту не спостерігається, в тому числі при тривалій затримці оранки;

- сапропелеві добрива мають тривалу післядію 3-4 роки. При дозах 15...20 кг/м² термін дії добрива прослідковується до 14 років, а також покращується механічна структура ґрунту;

- сапропель відрізняє висока вологопоглинаюча та вологозатримуюча здатність; він на 2-3 роки підвищує в ґрунті гумус; активізує ґрунтові процеси; завдяки повільній розчинності діючих у продукті речовин забезпечується збалансоване живлення рослин всіма необхідними елементами;

- внесення добрива підвищує врожайність зернових культур, овочів і коренеплодів на 15%, цукру в буряку на 40%, збільшує кількість білків і протеїну в продуктах рослинництва. Крім того, сапропель можна використовувати як консервант при збереженні бульб картоплі.

В Україні дослідження використання сапропелю та сапропелевих добрив проводились у Поліській філії ІГА ім. О.Н. Соколовського [2, 3, 4]. Результати підтверджують вище перелічені переваги, а також виявлено радіопротекторну дію сапропелю.

За даними геологорозвідувальних досліджень, найбільші поклади сапропелю розміщені на території Волинської області, для якої характерні низькородючі дерново-підзолисті ґрунти. Тому основним завданням у подальших дослідженнях є визначення підвищення ефективності впливу сапропелю, компостів та органіно-мінеральних на його основі, в першу чергу на показники дерново-підзолистого ґрунту.

Результати досліджень. Дослідження проводилися в умовах вегетаційного досліду при вирощуванні редьки олійної на зелену масу згідно з методикою, наведеною у відповідній літературі [6, 7]. Для досліду відібрано найбільш розповсюджений із зональних ґрунтів фізико-географічної зони Полісся України – дерново-слабопідзолистий глеєвий піщаний. Властивості ґрунту наведені у таблиці 1. Об'єктом дослідження був сапропель органічного типу відібраний з озера Середнє Рожищенського району Волинської області, висушений різними способами та за різних температурних режимів.

Схема вегетаційного досліду:

1. Контроль (без добрива);
2. Сирий сапропель (зневоднений природним способом);
3. Проморожений сапропель (зневоднений природним способом);
4. Сушений сапропель у лабораторних умовах за температури сушильного агента: 100°C; 150°C; 200°C.

Обробку результатів проводили методом дисперсного аналізу. Суть якого полягає у порівнянні та оцінці середніх арифметичних даних на базі узагальненої похибки, котра являється єдиною для будь-якої пари порівнюваних варіантів. Згідно з системою державного сорто випробування сільськогосподарських культур на основі СНР_{0,5} результати розбивають на групи, що характеризують вплив добрива на рослину. За результатами дисперсного аналізу всі варіанти дослідів з сапропелевим добривом належать до 1-ої групи, що характеризує позитивне відхилення більше СНР_{0,5}.

Таблиця. Результати аналізу дернового-слабопідзолистого глеєвого піщаного ґрунту

pH ^{1*}	N-NH ₄ , ² <i>мг/100г ґрунту</i>	P ₂ O ₅ , ³ <i>мг/100г ґрунту</i>	K ₂ O, ⁴ <i>мг/100г ґрунту</i>
5,1	0,81	7,2	2,5

**1 – електрометричним методом; 2 – фото калориметричним методом; 3,4 – за методом Кірсанова.*

Проведений облік врожайності наведений на рис. 1 у вигляді гістограми врожаю та на рис. 2 росту рослини упродовж всього експерименту. З гістограми видно, що найвищий показник врожаю спостерігається при використанні сапропелю зневодненого сушінням при температурі сушильного агента 150 та 200⁰ С. Нижчу врожайність отримано при 2, 3 та 4 варіантах дослідів, але вона більша порівняно з контрольним варіантом.

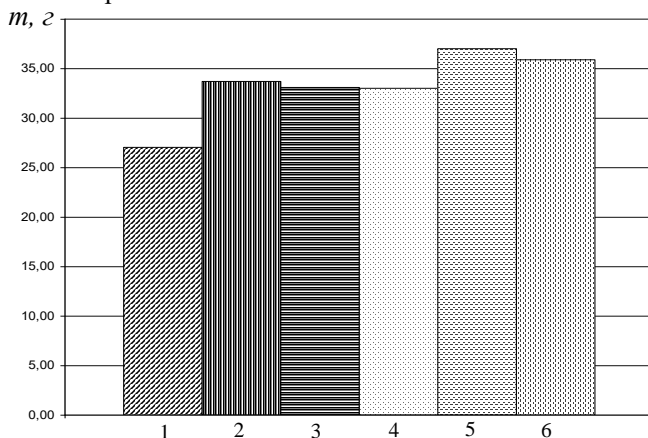


Рис. 1. Вага зеленої маси редьки олійної залежно від виду сапропелевого добрива

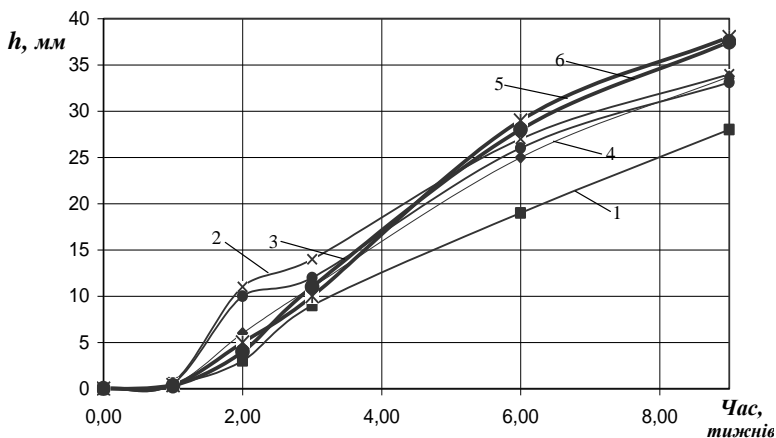


Рис 2. Зміна росту рослини протягом дослідів: 1-контроль; 2, 3 – відповідно сирий та проморожений сапрпель; 4, 5, 6 – сапрпель висушений при температурі сушильного агенту відповідно 100°C; 150°C та 200°C

Рис. 2 відображає ріст рослин, починаючи з висіву і до збирання врожаю. Він відбувається з різною інтенсивністю у різних варіантах. Лише контрольний варіант характеризується монотонним ростом рослини. Аналізуючи інші варіанти, можна зробити висновок, що методи зневоднення та режими сушіння сапрпелю мають суттєвий вплив на ріст олійної редьки. Так, у перші два тижні активний розвиток отримали лише рослини, удобрені промороженим та природним сапрпелем. Для інших варіантів (4, 5, 6) характерний рівномірний ріст рослини. Їх інтенсивний розвиток починається з 4-го тижня при використанні сапрпелю, висушеного при високих температурах (150 та 200 °C). У варіантах 5, 6 із завершенням проведення дослідів отримано найвищі показники врожаю. Дане явище можна пояснити наступним чином: сапрпель - це добриво тривалої дії (3-5 років). У процесі природного зневоднення (проморожування) відбувається виділення з водою корисних речовин, тобто проходить втрата біологічної активності сапрпелю [5]. В свою чергу штучне сушіння дозволяє випаровувати лише вологу з матеріалу, усі інші цінні речовини залишаються у ньому. Затримка росту рослини на початку її розвитку пояснюється фізико-механічними властивостями сапрпелю, який у процесі штучного сушіння дає усадку та твердне, що веде до несвоєчасного живлення рослини. Слід враховувати, що основним параметром ефективності штучного сушіння є температура

сушильного агента, яка має позитивний вплив на якість кінцевого продукту, то це повинно стати визначальним чинником при розробці технологій підготовки сапропелю як органічної сировини для вирощування сільськогосподарських культур.

Висновки. Таким чином, на якість сапропелевого добрива впливає вибір способу та режим сушіння сапропелю, і особливо температура сушильного агента. Оптимальне значення температури сушильного агента буде впливати не тільки на якість добрива, але і на його собівартість кінцевого продукту. Поверхнєве внесення сапропелю у природному стані знижує ефективність використання цієї надзвичайно цінної органічної речовини і вимагає подальших наукових досліджень у різних напрямках сільськогосподарського виробництва.

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: Настир`я, 1996. – 384 с.
3. Використання нетрадиційних ресурсів у сільському господарстві: Збірник наукових статей та доповідей. – Луцьк: Надстир`я, 1997. – 192 с.
4. Агрохімія та ґрунтознавство: Міжвідомчий тематичний науковий збірник, - Харків-Луцьк: КП „Друкарня №13”, 2002
5. Труды межвузовской научной конференции по использованию сапропеля в сельском хозяйстве, 1-я. – Свердловськ, 1961.
6. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Колос, 1973.
7. Молостов А.С. Методика полевого опыта. - М., 1966. - 239 с.

В.Ф. Дідух, д.т.н., О.П. Шимчук
Луцький державний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВИДІЛЕННЯ ВОДИ ІЗ САПРОПЕЛЮ

У статті наведено методику і результати експериментальних досліджень процесу виділення води із сапропелю.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день існує багато способів і пристроїв для добування сапропелю. Проте у кожного з них під час добування виникають негативні явища, що впливають на екологічний стан водойми та не дозволяють отримати сапропель необхідної якості.

Основною проблемою вихідної продукції є висока вологість сапропелю (92...96%). Для доведення його до стану, придатного для подальшого використання, необхідні значні затрати, оскільки його потрібно висушити до вологості близько 65%. При цьому відомі способи зневоднення сапропелів передбачають велику кількість технологічних операцій, пов'язаних із механічною дією на нього. Тому сьогодні гостро стоїть питання зневоднення сапропелю у процесі його добування.

Аналіз останніх досліджень. Створенням надійних і ефективних засобів для добування сапропелю займалися як в Україні, так і за кордоном. Кількість відомих засобів для добування сапропелю значна. Загалом їх можна поділити на ковшові, гідромеханічні та шнекові [1, 2]. Їх використовують залежно від стану озера та, в першу чергу, висоти водного дзеркала.

Пристрої зі шнековими робочими органами використовуються в основному при добуванні органічних і змішаних сапропелів на малих та середніх озерах, за наявності води, оскільки їх розміщують на плавзасобах. Перевагами даного пристрою є простота конструкції та висока продуктивність.

Сапропель добувається природної вологості і при цьому негативний екологічний вплив для водойми незначний.

В СРСР був розроблений пристрій для безперервного зневоднення сапропелю [3], за допомогою якого можна зменшити вологість сапропелю на 8...10%.

Проте конструкції жодного із вищерозглянутих пристроїв не передбачають процесу зневоднення сапропелю безпосередньо під час добування.

Метою роботи є дослідження процесу відділення води із сапропелю з врахуванням тиску верхніх шарів води. Вони проводились на озері Синово Старовижівського району, Волинської області (сапропель органічний з вологістю 93...95%).

Результати досліджень. Для проведення експериментів було розроблено пристрій (рис.1) з перфорованим дном 7 у вигляді труби 1, довжиною 7 м і внутрішнім діаметром 0,04 м. Для контролю виділеної води на певній глибині додатково використовували заглушку 2, ліску 3 з грузилами 4 і 5 однакової маси, поплавок 6 і мірну лінійку 8.

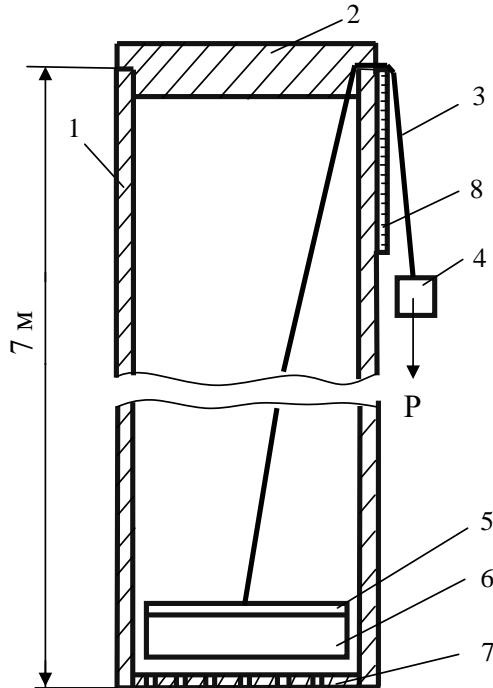


Рис. 1. Пристрій для дослідження відділення води із сапропелю: 1-труба; 2-заклушка; 3-ліска; 4 і 5-грузила однакової маси; 6-поплавок; 7-перфороване дно; 8-мірна лінійка

У перфорованого дна 7 труби діаметри отворів становлять 2 мм, через які рухається відділена вода. Крім цього, на перфоровану частину труби встановлюється фільтраційний матеріал.

Методика проведення експериментів передбачає занурення засобу в сапропелі на глибину 5, 6 і 7 м. Верхня частина труби закривалася заглушкою 2. Після встановлення пристрою на необхідну глибину, заглушка 2 відкривалася і одночасно починався відлік часу. В міру наповнення труби водою поплавки 6 і грузило 5 піднімалися. Грузило 4, підтримуючи прямолінійність ліски 3, тягне її донизу на таку відстань, на яку піднімається поплавок 6. Протягом кожних 30 с фіксувалася відстань переміщення поплавка 6. Відповідно встановлювали об'єм води, який потрапляв у трубу.

Дослід вважали завершеним після припинення переміщення поплавка.

Дослідження проводились в трьохкратній повторності для кожної глибини і кінцевим результатом приймали середньоарифметичне значення цих результатів.

Отримані результати процесу відділення води із сапропелю за рахунок тиску верхніх шарів води представлені на рис. 2, де відображено залежності часу заповнення труби водою від її об'єму.

Аналіз графіку на видалення води із сапропелю показує, що на глибині 5 м тиск впливає незначно. Тому графічні залежності накладаються одна на одну. З графіків видно, що найбільш інтенсивно процес відділення води відбувається протягом першої хвилини (відділяється близько 300 гр. води). Після першої хвилини кількість відділеної води різко зменшується, а після трьох хвилин взагалі вода перестає потрапляти в трубу.

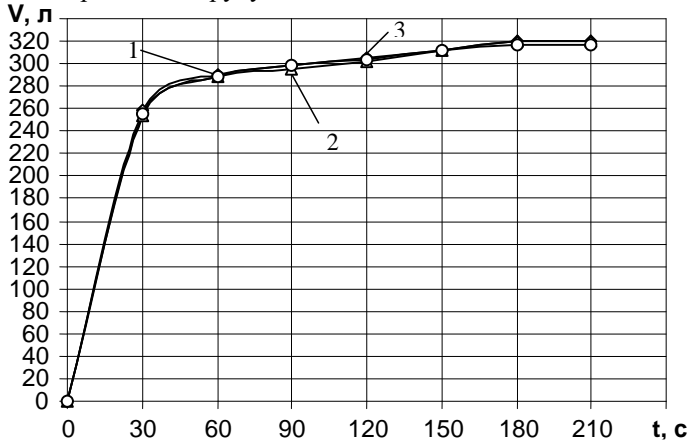


Рис. 2. Результати досліджень процесу відділення води із сапропелю: 1 – на глибині 5 м; 2 – на глибині 6 м; 3 – на глибині 7 м

Перевірка достовірності отриманих результатів досліджень здійснювалася таким чином.

Брали зразок сапропелю об'ємом 1 літр із вологістю 94,2%. З цього зразка сапропелю, з допомогою щільної тканини, віджимали 250 мл води і визначали його вологість, яка становила 82,6%. Вологість сапропелю до і після віджиму визначалась електронним вологоміром МГ-44, який зображено на рис. 3.



Рис. 3 Електронний вологомір МГ-44

Висновок. Вищевикладені результати досліджень процесу відділення води із сапропелю дозволяють стверджувати, що у процесі добування сапропелю можна частково зменшити вологість добутого сапропелю в межах 10%.

Література

1. Шевчук М.Й. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання: Монографія. - Луцьк: Надстир'я, 1996. –384 с.
2. Лопотко М.З., Евдокимова Г.А. Сапропелі и продукти на их основе. - Мн.: Наука и техника, 1986. –191 с.
3. Устройство для непрерывного обезвоживания сапропеля: А.С. 1726399 СРСР, МКИ А1 кл. С 02 F 11/12.

М.С. Драган, к.ф.-м.н., М.М. Толстушко, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

С.Г. Білик, к.т.н.

Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

ДОСЛІДЖЕННЯ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

У статті наведено результати побудови математичної моделі криволінійного руху колісного трактора. Виведені аналітичні залежності між конструктивними, кінематичними та силовими параметрами трактора.

Постановка проблеми. Основним мобільним енергетичним засобом в сільському господарстві залишається трактор. Впровадження сучасних, високоточних технологічних операцій збирання сільськогосподарських культур вимагає розширення знань про динаміку функціонування трактора як складової частини машинного агрегату [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що на сьогодні є багато розроблених математичних моделей руху колісних тракторів різних конструкцій [2, 3, 4, 5], але за допомогою цих моделей важко відповісти на окремі важливі питання, що стосуються криволінійного руху трактора.

Мета дослідження – побудувати математичну модель криволінійного руху колісного трактора.

Результати дослідження. Нехай колісний трактор здійснює плоский рух відносно горизонтальної площини. Віднесемо його до нерухомої декартової системи координат $Oxuz$. Осі Ox та Oy розташуємо в горизонтальній площині, а вісь Oz спрямуємо вертикально вгору (рис. 1). Розглянемо модель колісного трактора, у якого передні колеса керовані, а задні ведучі. Трактор рухається під дією обертального моменту, який подається від двигуна через трансмісію на задні ведучі колеса, та сил тертя ковзання і кочення, які виникають між колесами та полем, а також сили опору \vec{F}_{on} , яка пропорційна швидкості руху трактора.

Необхідно встановити закон руху трактора та динамічні сили, що виникають між колесами і полем, в припущенні, що колеса котяться без ковзання у будь-якому напрямку.

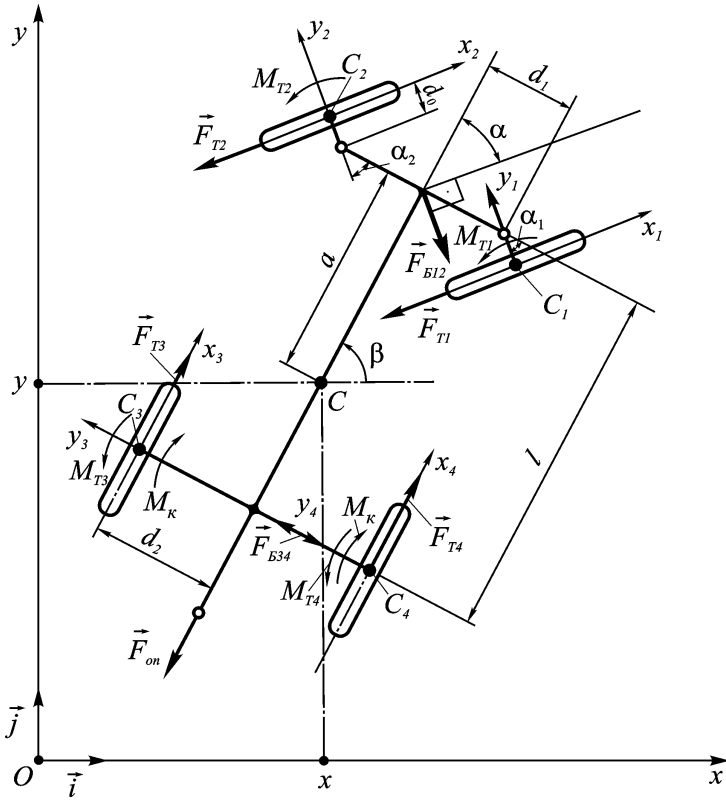


Рис. 1. Схема для побудови математичної моделі криволінійного руху колісного трактора

Для цього введемо узагальнені координати (x, y, β) , за допомогою яких описується рух трактора диференціальними рівняннями Лагранжа другого роду:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} &= Q_x; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} &= Q_y; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} &= Q_\beta, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де x, y – декартові координати центра мас C трактора без коліс у біжучому положенні; β – кут, утворений поздовжньою віссю трактора з віссю Ox у біжучому положенні; T – кінетична енергія трактора в біжучому положенні; Q_x, Q_y, Q_β – узагальнені сили, що відповідають узагальненим координатам x, y, β .

Кінетичну енергію T обчислимо як суму кінетичних енергій трактора (без урахування коліс) та чотирьох коліс, тобто:

$$T = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v_C^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{Cz} \cdot \dot{\beta}^2 + \sum_{i=1}^4 T_{ki}, \quad (2)$$

де M – маса трактора без коліс; $\vec{v}_C = \dot{x} \cdot \vec{i} + \dot{y} \cdot \vec{j}$ – швидкість центра мас C трактора; J_{Cz} – момент інерції трактора відносно вертикальної осі, що проходить через його центр мас; $\dot{\beta}$ – кутова швидкість повертання трактора; T_{ki} – кінетична енергія i -го колеса трактора.

Колеса здійснюють складний рух і їхня кінетична енергія:

$$T_{ki} = \frac{1}{2} \cdot m_i \cdot v_{Ci}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{Ciz} \cdot \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_i \cdot \dot{\phi}_i^2, \quad (3)$$

де m_i – маса i -го колеса трактора; \vec{v}_{Ci} – швидкість центра мас i -го колеса трактора; J_{Ciz} – момент інерції i -го колеса відносно вертикальної осі, що проходить через його центр мас; $J_i = J_{Ciy_i}$ – момент інерції колеса відносно горизонтальної осі $C_i y_i$ (рис. 1); $\dot{\phi}_i$ – кутова швидкість колеса в площині $C_i x_i z_i$, де вісь $C_i z_i$ паралельна осі Oz .

Згідно кінематики плоского руху тіла маємо:

$$\vec{v}_{Ci} = \vec{v}_C + \vec{v}_{CiC}, \quad (4)$$

де \vec{v}_{CiC} – швидкість центра мас i -го колеса відносно центра мас C трактора (рис. 2).

Модуль вектора швидкості \vec{v}_{CiC} дорівнює:

$$v_{CiC} = C_i C \cdot \dot{\beta}, \quad (5)$$

де $C_i C$ – відстань між центрами мас i -го колеса та трактора.

Спроєкуємо рівність (4) з урахуванням (5) на осі $C_i x_i$ та $C_i y_i$, отримаємо:

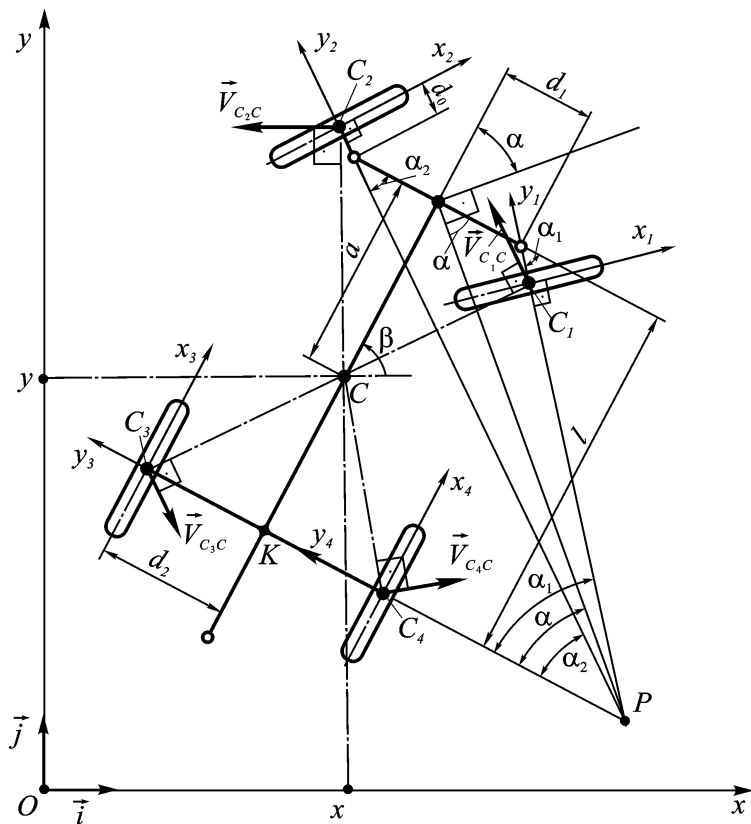


Рис. 2. Схема для визначення розподілу швидкостей колісного трактора при його криволінійному русі

$$\left. \begin{aligned}
 v_{C_1x_1} &= \dot{x} \cdot \cos(\beta - \alpha_1) + \dot{y} \cdot \sin(\beta - \alpha_1) - \dot{\beta} \cdot (d_1 + d_0 \cdot \cos \alpha_1); \\
 v_{C_1y_1} &= -\dot{x} \cdot \sin(\beta - \alpha_1) + \dot{y} \cdot \cos(\beta - \alpha_1) + \dot{\beta} \cdot (a - d_0 \cdot \sin \alpha_1); \\
 v_{C_2x_2} &= \dot{x} \cdot \cos(\beta - \alpha_2) + \dot{y} \cdot \sin(\beta - \alpha_2) - \dot{\beta} \cdot (d_1 + d_0 \cdot \cos \alpha_2); \\
 v_{C_2y_2} &= -\dot{x} \cdot \sin(\beta - \alpha_2) + \dot{y} \cdot \cos(\beta - \alpha_2) + \dot{\beta} \cdot (a + d_0 \cdot \sin \alpha_2); \\
 v_{C_3x_3} &= \dot{x} \cdot \cos \beta + \dot{y} \cdot \sin \beta - d_2 \cdot \dot{\beta}; \\
 v_{C_3y_3} &= v_{C_4y_4} = -\dot{x} \cdot \sin \beta + \dot{y} \cdot \cos \beta - (l - a) \cdot \dot{\beta}; \\
 v_{C_4x_4} &= \dot{x} \cdot \cos \beta + \dot{y} \cdot \sin \beta + d_2 \cdot \dot{\beta},
 \end{aligned} \right\} (6)$$

де d_0, d_1, d_2, a, l – конструктивні параметри колісного трактора [2, 3, 4] (рис. 1); α_1 і α_2 – відповідно кути відхилення внутрішнього колеса 1 та зовнішнього колеса 2 при повертанні трактора вправо (рис. 2), які визначаються згідно з [3] за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{ctg} \alpha_1 &= \operatorname{ctg} \alpha - \frac{d_1}{l}, \\ \operatorname{ctg} \alpha_2 &= \operatorname{ctg} \alpha + \frac{d_1}{l}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де α – середній кут відхилення передніх коліс.

Тоді

$$v_{C_i} = v_{C_i x_i}, \quad \dot{\varphi}_i = v_{C_i x_i} / R_i, \quad (8)$$

де R_i – радіус i -го колеса.

Залежності (8), отримані за припущення, що колеса котяться без ковзання в напрямку руху (вісь $C_i x_i$).

Будемо вважати, що трактор не ковзає в напрямку осей $C_i y_i$.

Тоді із (6) отримаємо рівняння кінематичних неголономних в'язей, які накладені на рух трактора:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x} \cdot \sin \beta - \dot{y} \cdot \cos \beta + (l - a) \cdot \dot{\beta} &= 0; \\ \dot{x} \cdot \sin(\beta - \alpha) - \dot{y} \cdot \cos(\beta - \alpha) - a \cdot \dot{\beta} \cdot \cos \alpha &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

За такого руху трактор має один ступінь вільності.

Підставляючи отримані залежності (3), (6), (7) та (8) в (2), отримаємо вираз для кінетичної енергії трактора в біжучому положенні:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \cdot \left(M \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + J_z \cdot \dot{\beta}^2 + m_{11} \cdot (\dot{x} \cdot \cos(\beta - \alpha_1) + \right. \\ &+ \dot{y} \cdot \sin(\beta - \alpha_1) - \dot{\beta} \cdot (d_1 + d_0 \cdot \cos \alpha_1))^2 + m_{22} \cdot (\dot{x} \cdot \cos(\beta - \alpha_2) + \\ &+ \dot{y} \cdot \sin(\beta - \alpha_2) - \dot{\beta} \cdot (d_1 + d_0 \cdot \cos \alpha_2))^2 + m_{33} \cdot (\dot{x} \cdot \cos \beta + \\ &\left. + \dot{y} \cdot \sin \beta - d_2 \cdot \dot{\beta})^2 + m_{44} \cdot (\dot{x} \cdot \cos \beta + \dot{y} \cdot \sin \beta + d_2 \cdot \dot{\beta})^2 \right), \quad (10) \end{aligned}$$

де $J_z = J_{C_z} + J_{C_{1z}} + J_{C_{2z}} + J_{C_{3z}} + J_{C_{4z}}$; $m_{ii} = m_i + J_i / R_i^2$.

Обчислимо узагальнені сили Q_x , Q_y і Q_β :

$$Q_x = \frac{\left[\sum_{k=1}^n \delta A(\vec{F}_k) \right]_x}{\delta x} = \sum_{k=1}^n F_{kx} = -F_{T1} \cdot \cos(\beta - \alpha_1) - F_{B12} \cdot \sin(\beta - \alpha) - F_{T2} \cdot \cos(\beta - \alpha_2) + (F_{T3} + F_{T4}) \cdot \cos \beta + F_{B34} \cdot \sin \beta - F_{on} \cdot \cos \beta, \quad (11)$$

де \vec{F}_{Ti} – сили тертя, що виникають між відповідним колесом та полем; \vec{F}_{B12} , \vec{F}_{B34} – бокові сили, що діють, відповідно, на передні та задні колеса.

$$Q_y = \frac{\left[\sum_{k=1}^n \delta A(\vec{F}_k) \right]_y}{\delta y} = \sum_{k=1}^n F_{ky} = -F_{T1} \cdot \sin(\beta - \alpha_1) - F_{B12} \cdot \cos(\beta - \alpha) - F_{T2} \cdot \sin(\beta - \alpha_2) + (F_{T3} + F_{T4}) \cdot \sin \beta + F_{B34} \cdot \cos \beta - F_{on} \cdot \sin \beta. \quad (12)$$

$$Q_\beta = \frac{\left[\sum_{k=1}^n \delta A(\vec{F}_k) \right]_\beta}{\delta \beta} = (a \cdot \sin \alpha_1 - d_1 \cdot \cos \alpha_1 - d_0) \cdot F_{T1} - a \cdot \cos \alpha \cdot F_{B12} + (a \cdot \sin \alpha_2 + d_1 \cdot \cos \alpha_2 + d_0) \cdot F_{T2} + (F_{T4} - F_{T3}) \cdot d_2 + F_{B34} \cdot (l - a). \quad (13)$$

Визначимо сили тертя F_{Ti} з диференційних рівнянь плоского руху кожного колеса (рис. 3). Для кожного колеса складемо по одному диференційному рівнянню обертального руху навколо його центра мас в площині $C_i x_i z_i$, тобто:

$$J_i \cdot \varepsilon_i = \sum_{k=1}^n M_{C_i}(\vec{F}_{ki}), \quad (14)$$

де $\varepsilon_i = \ddot{\varphi}_i = \frac{a_{C_i x_i}}{R_i}$ – кутове пришвидшення i -го колеса.

В нашому випадку рівняння (14) набудуть вигляду:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \cdot \varepsilon_1 &= F_{T1} \cdot R_1 - M_{T1}; \\ J_2 \cdot \varepsilon_2 &= F_{T2} \cdot R_2 - M_{T2}; \\ J_3 \cdot \varepsilon_3 &= -F_{T3} \cdot R_3 + M_K - M_{T3}; \\ J_4 \cdot \varepsilon_4 &= -F_{T4} \cdot R_4 + M_K - M_{T4}; \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

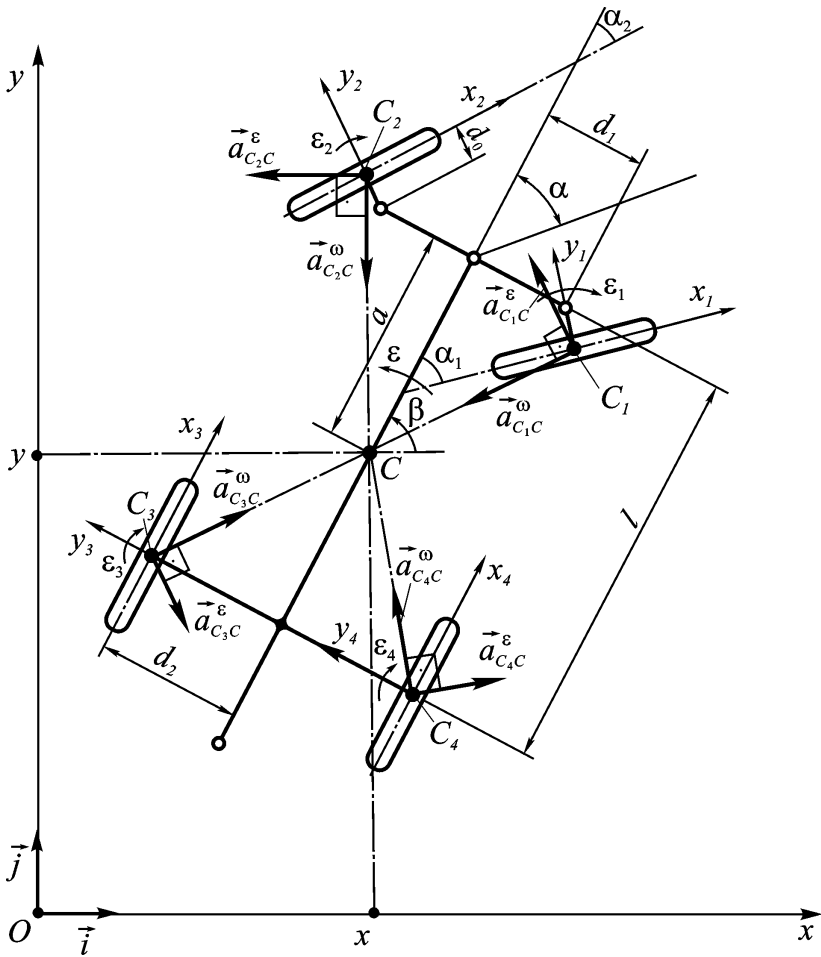


Рис. 3. Схема для визначення розподілу пришвидшень колісного трактора при його криволінійному русі

де M_K – половина моменту, що подається двигуном на ведуче колесо;
 M_{T_i} – моменти сил опору коченню на відповідному колесі:

$$M_{T_i} = N_i \cdot \delta_i, \quad (16)$$

де N_i – нормальна реакція поля на i -му колесі; δ_i – коефіцієнт тертя кочення на цьому колесі.

Значення N_i визначаються з рівнянь рівноваги трактора в напрямку осі Oz , тобто:

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= m_1 \cdot g + 0,5 \cdot \left(1 - \frac{a}{l}\right) \cdot M \cdot g; \\ N_2 &= m_2 \cdot g + 0,5 \cdot \left(1 - \frac{a}{l}\right) \cdot M \cdot g; \\ N_3 &= m_3 \cdot g + 0,5 \cdot \frac{a}{l} \cdot M \cdot g; \\ N_4 &= m_4 \cdot g + 0,5 \cdot \frac{a}{l} \cdot M \cdot g. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Із кінематики плоского руху трактора визначимо ε_i i -го колеса (рис. 3):

$$\vec{a}_{C_i} = \vec{a}_C + \vec{a}_{C_i C}^\varepsilon + \vec{a}_{C_i C}^{\omega}, \quad (18)$$

де $\vec{a}_C = \ddot{x} \cdot \vec{i} + \ddot{y} \cdot \vec{j}$ – пришвидшення центра мас трактора; $\vec{a}_{C_i C}^\varepsilon = \ddot{\beta} \cdot C_i C$ – обертове пришвидшення центра мас i -го колеса відносно центра мас трактора; $\vec{a}_{C_i C}^{\omega} = \dot{\beta}^2 \cdot C_i C$ – доцентрове пришвидшення центра мас i -го колеса відносно центра мас трактора.

Тоді із (18) маємо:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{R_1} \cdot (\ddot{x} \cdot \cos(\beta - \alpha_1) + \ddot{y} \cdot \sin(\beta - \alpha_1) - \\ &- \ddot{\beta} \cdot (d_0 + d_1 \cdot \cos \alpha_1 + a \cdot \sin \alpha_1) - \dot{\beta}^2 \cdot (d_1 \cdot \sin \alpha_1 - a \cdot \cos \alpha_1)); \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{R_2} \cdot (\ddot{x} \cdot \cos(\beta - \alpha_2) + \ddot{y} \cdot \sin(\beta - \alpha_2) + \\ &+ \ddot{\beta} \cdot (d_0 + d_1 \cdot \cos \alpha_2 - a \cdot \sin \alpha_2) - \dot{\beta}^2 \cdot (a \cdot \cos \alpha_2 + d_1 \cdot \sin \alpha_2)); \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{R_3} \cdot (\ddot{x} \cdot \cos \beta + \ddot{y} \cdot \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cdot (l - a) - \ddot{\beta} \cdot d_2); \\ \varepsilon_4 &= \frac{1}{R_4} \cdot (\ddot{x} \cdot \cos \beta + \ddot{y} \cdot \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cdot (l - a) + \ddot{\beta} \cdot d_2). \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Підставляючи (19) в (15), отримаємо:

$$\left. \begin{aligned}
 F_{T1} &= \left(J_1 / R_1^2 \right) \cdot \left(\ddot{x} \cdot \cos(\beta - \alpha_1) + \ddot{y} \cdot \sin(\beta - \alpha_1) - \ddot{\beta} \cdot (d_0 + \right. \\
 &+ d_1 \cdot \cos \alpha_1 + a \cdot \sin \alpha_1) - \dot{\beta}^2 \cdot (d_1 \cdot \sin \alpha_1 - a \cdot \cos \alpha_1) \left. \right) + M_{T1} / R_1; \\
 F_{T2} &= \left(J_2 / R_2^2 \right) \cdot \left(\ddot{x} \cdot \cos(\beta - \alpha_2) + \ddot{y} \cdot \sin(\beta - \alpha_2) + \ddot{\beta} \cdot (d_0 + \right. \\
 &+ d_1 \cdot \cos \alpha_2 - a \cdot \sin \alpha_2) - \dot{\beta}^2 \cdot (a \cdot \cos \alpha_2 + d_1 \cdot \sin \alpha_2) \left. \right) + M_{T2} / R_2; \\
 F_{T3} &= \left((M_K - M_{T3}) / R_3 \right) - \left(J_3 / R_3^2 \right) \cdot \left(\ddot{x} \cdot \cos \beta + \ddot{y} \cdot \sin \beta + \right. \\
 &\quad \left. + \dot{\beta}^2 \cdot (l - a) - \ddot{\beta} \cdot d_2 \right); \\
 F_{T4} &= \left((M_K - M_{T4}) / R_4 \right) - \left(J_4 / R_4^2 \right) \cdot \left(\ddot{x} \cdot \cos \beta + \ddot{y} \cdot \sin \beta + \right. \\
 &\quad \left. + \dot{\beta}^2 \cdot (l - a) + \ddot{\beta} \cdot d_2 \right).
 \end{aligned} \right\} (20)$$

Підставивши (10), (11), (12) і (13) в (1), враховуючи (16), (17) і (20), отримаємо систему трьох диференціальних рівнянь другого порядку відносно узагальнених координат x , y , β , а також два рівняння неголономних в'язей (9), які накладені на рух трактора.

Остаточно отримуємо п'ять рівнянь для визначення п'яти невідомих ($x, y, \beta, F_{B12}, F_{B34}$). У зв'язку з громіздкістю рівнянь, їхній явний вигляд не наводимо.

Якщо масою коліс знехтувати хоча б при обчисленні кінетичної енергії, то викладки суттєво спрощуються, а розв'язок задачі буде близьким до точного розв'язку.

Висновки. Використовуючи потужності універсальної системи комп'ютерної математики Maple V, побудована математична модель руху колісного трактора у вигляді системи рівнянь дасть можливість проаналізувати взаємозв'язки між конструктивними, кінематичними та силовими параметрами трактора. З урахуванням отриманих результатів, наступними будуть дослідження функціонування сільськогосподарських машин як складових багатоланкових машинних агрегатів.

Література

1. Ляноуборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Василенко П.М., Василенко В.П. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов). – К.: УСХА, 1980. – 137 с.

3. Тракторы: Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

4. Погорілий Л.В., Євтенко В.Г. Мобільна сільськогосподарська енергетика: історія, тенденції розвитку, прогноз. – К.: Фенікс, 2005. – 184 с.

5. Горбовий А.Ю. Визначення силових факторів, що діють на причіпний льонозбиральний агрегат // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 10. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002. – С. 84 – 89.

6. Горбовий А.Ю. Побудова математичної моделі функціонування самохідного льонокомбайна з боковим причепом // Зб. наук. праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Т. 13. – К.: НАУ, 2002. – С. 64 – 70.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.365:633.521

І.М. Дударєв

Луцький державний технічний університет

УСУШКА СТЕБЕЛ ТА ШАРУ ЛЬОНОСОЛОМИ

У статті представлені результати експериментальних досліджень впливу усушки стебел та шару льоносоломи на інтенсивність вентилявання.

Постановка проблеми. Льоносолома є капілярно-пористим колоїдним тілом [1]. Під час сушіння стебла льоносоломи змінюють свої розміри, оскільки стінки їх капілярів та пор еластичні. Внаслідок усушки стебел відбувається зміна параметрів шару, зокрема пористості та щільності. Що спричиняє зміну інтенсивності вентилявання шару рослинного матеріалу в процесі сушіння, а також веде до можливого руйнування паковки в результаті зменшення її щільності. Дослідження усушки стебел та шару льоносоломи дозволять встановити закономірності зміни інтенсивності вентилявання шару льоносировини в процесі сушіння, а також у подальшому обґрунтувати щільність пресування матеріалу в рулоні для забезпечення його цілісності після сушіння.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Серед лубоволокнистих матеріалів, усушка яких досліджувалася, є кенаф, південна конопля, джут [2]. Для льоносировини це питання не досліджувалося, оскільки сушіння матеріалу на переробних підприємствах відбувалося у тонкому шарі і вплив усушки був несуттєвим. У зв'язку із запровадженням рулонної технології збирання льоносировини, а, відповідно, сушіння матеріалу у товстому шарі це питання стає актуальним.

Мета дослідження - дослідити вплив усушки стебел льоносоломи та шару, сформованого з неї, на зміну інтенсивності вентилявання в процесі сушіння.

Результати дослідження. Для проведення досліджень зі зміни діаметра стебла льоносоломи при зменшенні його вологості відрізалися частина стебла довжиною 0,1 м, так, щоб місце визначення діаметра стебла (1/2 технічної довжини стебла) розміщується посередині відрізка. Нарізані частини стебел зважувалися та до кожного стебла прикріплювалась бірка з номером. За допомогою мікроскопу БМИ-1П відбувалося вимірювання діаметра кожного стебла. Вимірювання проводили з триразовою повторюваністю, обертаючи стебло відносно осі на кут 120°. Стебла сушили шляхом активного вентилявання. У процесі сушіння періодично проводилося вимірювання діаметра стебел та їх зважування. У кінці процесу сушіння визначали відносну вологість матеріалу за загально прийнятою методикою. Дослідження проводили на стеблах льону-довгунця сорту Чарівний.

Вимірювання діаметра стебел відбувалося за початкової відносної вологості 65%, а також при вологостях 38% та 6%. Оскільки початковий діаметр стебел перебував у межах 1,511...2,675 мм, увесь діапазон значень був розбитий на інтервали: 1,511...1,704 мм; 1,705...1,898 мм; 1,899...2,092 мм; 2,093...2,286 мм; 2,287...2,480 мм; 2,481...2,675 мм. Результати вимірювань представлені на рис. 1.

Зв'язок між зміною вологості та діаметром стебла в процесі сушіння, можна встановити за допомогою коефіцієнта k_{dw} . Цей коефіцієнт вказує наскільки всередньому змінюється діаметр стебла при зміні його вологості на 1%:

$$k_{dw} = \frac{d_{\text{поч.}} - d_{\text{кін.}}}{W_{\text{поч.}} - W_{\text{кін.}}}, \quad (1)$$

де $d_{\text{поч.}}$ – початковий діаметр стебла, мм; $d_{\text{кін.}}$ – діаметр стебла після сушіння, мм; $W_{\text{поч.}}$, $W_{\text{кін.}}$ – початкова та кінцева відносні вологості стебла, %.

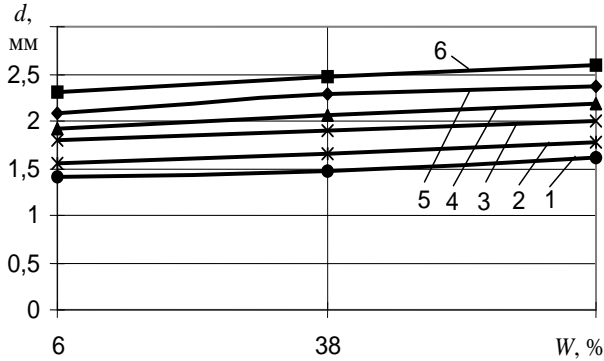


Рис. 1. Зміна діаметра стебла льносолонки d залежно від усушки (зміни їх вологості W) для інтервалів початкового діаметра стебел: 1 - 1,511...1,704 мм; 2 - 1,705...1,898 мм; 3 - 1,899...2,092 мм; 4 - 2,093...2,286 мм; 5 - 2,287...2,480 мм; 6 - 2,481...2,675 мм

Значення коефіцієнта k_{dw} для стебел льону-довгунця при зміні їх вологості з 65% до 6% згідно з результатами досліджень перебуває у межах 0,0034...0,0048 мм/%.

Дослідження впливу усушки шару льносолони на інтенсивності вентилявання шару проводили на лабораторній установці, що містить калорифер з умонтованою крильчаткою, гнучке з'єднання, пресувальну камеру (рис. 2).

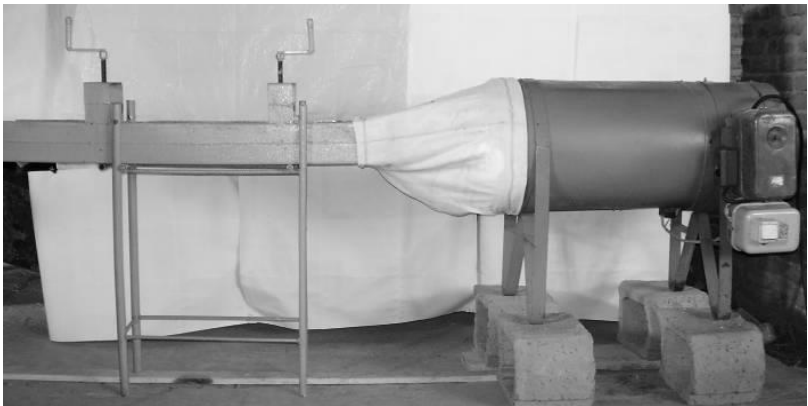


Рис. 2. Лабораторна установка для визначення впливу усушки льносолони на інтенсивність вентилявання шару

Для усунення впливу нерівномірності просушування стебел за їх довжиною та кута вкладання стебел у шар, висота шару матеріалу була прийнята 0,17 та 0,30 м, а кут вкладання стебел $\alpha=90^\circ$. Перед формуванням шару проводилося визначення вологості стебел та відбувалося зважування матеріалу і касети, у яку він вкладався. Формували шар льоносоломи заданих параметрів у касеті та разом з нею встановлювали у пресувальну камеру. Далі розпочинався процес сушіння матеріалу шляхом активного вентилявання за температури сушильного агента 40°C та початкової швидкості повітряного потоку 3,5 м/с. Вимірювання швидкості повітряного потоку за шаром матеріалу відбувалися на початку та протягом процесу сушіння кожні 15 хвилин, а також проводили зважування касети разом зі стеблами. Після чого касету зі стеблами знову встановлювали у лабораторну установку та продовжували сушіння. Підраховуючи різницю між масою касети зі стеблами та порожньої касети визначали масу стебел. Далі шляхом проведення розрахунків встановлювали зміну відносної вологості матеріалу. Результати досліджень представлені на рис.3.

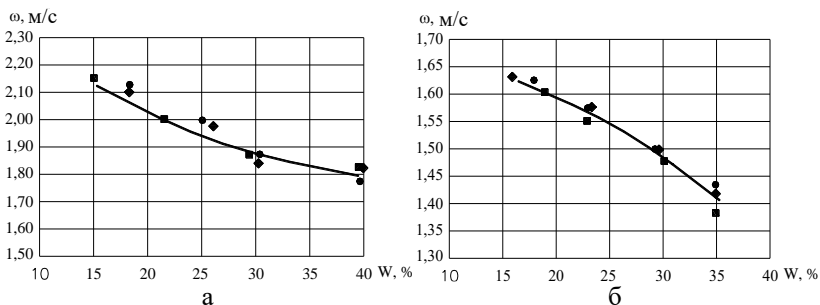


Рис. 3. Інтенсивність вентилявання шару льоносоломи висотою: а – 0,17 м; б – 0,30 м

Аналізуючи криві на рис. 3, приходимо до висновку, що у процесі сушіння льоносоломи, внаслідок її усушки, відбувається збільшення пористості шару матеріалу та зменшення його щільності. Така зміна параметрів шару веде до інтенсифікації вентилявання шару льоносировини. При сушінні шару льоносоломи з початковими параметрами (щільність 157 кг/м^3 , відносна вологість 40%, висота 0,17 м та кут вкладання стебел $\alpha=90^\circ$) до кінцевих (щільність 111...114 кг/м^3 , відносна вологість 15...18%, висота 0,17 м та кут вкладання стебел $\alpha=90^\circ$) зростання швидкості повітряного потоку відбувається у 1,15...1,19 рази. При сушінні шару льоносоломи з початковими параметрами (щільність 125 кг/м^3 , відносна вологість

35%, висота 0,30 м та кут вкладання стебел $\alpha=90^\circ$) до кінцевих (щільність 97...101 кг/м³, відносна вологість 16...19%, висота 0,30 м та кут вкладання стебел $\alpha=90^\circ$) швидкості повітряного потоку зростає в 1,13...1,16 рази. Таким чином, зміна лінійних розмірів стебел льону-довгунця, внаслідок їх усушки під час сушіння, впливає на інтенсивність вентилявання шару.

Пористість шару матеріалу є тим параметром, від якого залежить інтенсивність вентилявання шару [3]. Оскільки вона визначає ефективний переріз шару, тобто той, через який проходить повітряний потік. Відповідно, зменшення пористості веде до погіршення вентилявання шару, внаслідок зростання аеродинамічного опору, а також уповільнює процес сушіння. Пористість шару матеріалу:

$$\Pi_v = 1 - \frac{V_{cm.}}{V_{шар.}}, \quad (2)$$

де $V_{cm.}$ та $V_{шар.}$ – відповідно об'єм, який займають стебла у шарі та об'єм шару.

Якщо прийняти умову, що усі стебла мають рівні діаметр та довжину, можна записати:

$$V_{cm.} = \frac{m_{шар.}}{\rho_{cm.}}, \quad (3)$$

де $m_{шар.}$ – маса шару матеріалу; $\rho_{cm.}$ – умовна густина стебла, як суцільного циліндра.

$$V_{шар.} = \frac{m_{шар.}}{\rho_{шар.}}, \quad (4)$$

де $\rho_{шар.}$ – щільність шару матеріалу.

Підставляючи (3) та (4) у (2) та провівши перетворення матимемо:

$$\Pi_v = 1 - \frac{m_{шар.}}{V_{шар.} \rho_{cm.}} = 1 - \frac{\rho_{шар.}}{\rho_{cm.}}. \quad (5)$$

З (5) випливає, що внаслідок усушки шару матеріалу буде змінюватися маса шару та умовна густина стебла, а об'єм шару буде залишатися сталим.

Умовна густина стебла за умови, що воно циліндричної форми:

$$\rho_{cm.} = \frac{4m_{cm.}}{\pi d^2 l_{cm.}}, \quad (6)$$

де $m_{ст.}$ – маса стебла; d – діаметр стебла; $l_{ст.}$ – довжина стебла.

Зміна маси стебла при зміні його вологості:

$$m_{ст.} = m_{ст. пов.} \frac{100 - W_{пов.}}{100 - W}, \quad (7)$$

де $m_{ст. пов.}$, $m_{ст.}$ – маса стебла до сушіння та при вологості W .

Аналогічно для зміни маси шару льоносировини:

$$m_{шар.} = m_{шар. пов.} \frac{100 - W_{пов.}}{100 - W}, \quad (8)$$

де $m_{шар. пов.}$, $m_{шар.}$ – маса шару матеріалу до сушіння та при вологості W .

Підставляючи (1) та (7) у (6), отримаємо:

$$\rho_{ст.} = \frac{4m_{ст. пов.} (100 - W_{пов.})}{\pi l_{ст.} (100 - W) [d_{пов.} - k_{дв.} (W_{пов.} - W)]^2}. \quad (9)$$

Підставляючи (9) і (8) у (5) та провівши перетворення отримаємо формулу для визначення пористості шару матеріалу за будь-якої вологості стебел та щільності шару, якщо відомі початкові параметри стебла та шару:

$$P_v = l - \frac{\pi l_{ст.} \rho_{шар. пов.} [d_{пов.} - k_{дв.} (W_{пов.} - W)]^2}{4m_{ст. пов.}}, \quad (10)$$

де $\rho_{шар. пов.}$ – початкова щільність шару матеріалу.

Висновки. Зміна діаметра стебла льоносоломи внаслідок усушки впливає на зміну пористості шару, сформованого зі стебел. Збільшення пористості шару матеріалу веде до більш інтенсивного його вентилявання. Отримана залежність (10) дозволяє визначити пористість шару льоносировини при зміні його вологості.

Література

1. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002. – 165 с.

2. Суметов В.А. Сушка и увлажнение лубоволокнистых материалов. – М.: Легкая индустрия, 1980. – 336 с.

3. Кірчук Р.В., Дударев І.М. Аналіз інтенсивності сушіння рослинних матеріалів в рулонах. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 12. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – С. 84-90.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

М.Б. Клендій
Бережанський агротехнічний інститут
Р.Б. Гевко, д.т.н.
Тернопільський державний економічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШКОДЖЕННЯ НАСІННЕВОГО МАТЕРІАЛУ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИМ ПАТРУБКОМ ГВИНТОВОГО КОНВЕЙЄРА

У статті представлені результати експериментальних досліджень з визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів різних типів гвинтових робочих органів перевантажувального патрубку шнекового конвейєра на ступінь пошкодження насінневого матеріалу.

Постановка проблеми. Мобільність транспортних систем, які забезпечують переміщення сипких вантажів у замкнутих кожухах за рахунок комбінацій механічного та інших типів приводів є перспективним напрямком досліджень, однак потребує детального вивчення як компоновок таких пристрів, так і їх окремих елементів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Наявні конструкції перевантажувальних патрубків [1; 2] в переважній більшості забезпечують вертикальне пересипання матеріалу під дією сил гравітації від завантажувальної магістралі на вивантажувальну, що призводить до підвищених енерговитрат та виникнення локальних крутих згинів завантажувальної магістралі в зоні пересипання матеріалу.

Мета дослідження. З метою усунення цих недоліків розроблено та виготовлено конструкцію перевантажувального патрубку [3], в якому завантажувальний та вивантажувальний шнеки в зоні переведення матеріалу розташовані в горизонтальній площині. Також розроблено та виготовлено три типи шнекових робочих органів, які розташовані в перевантажувальному патрубку і забезпечують переведення сипких матеріалів із завантажувальної магістралі на вивантажувальну.

Результати дослідження. Основним завданням при проведенні експериментальних досліджень було встановлення ступеня пошкодженості насінневого зернового матеріалу робочими органами перевантажувального патрубку залежно від їх конструктивних і кінематичних параметрів.

Загальний вигляд перевантажувального патрубку зображено на рис. 1.

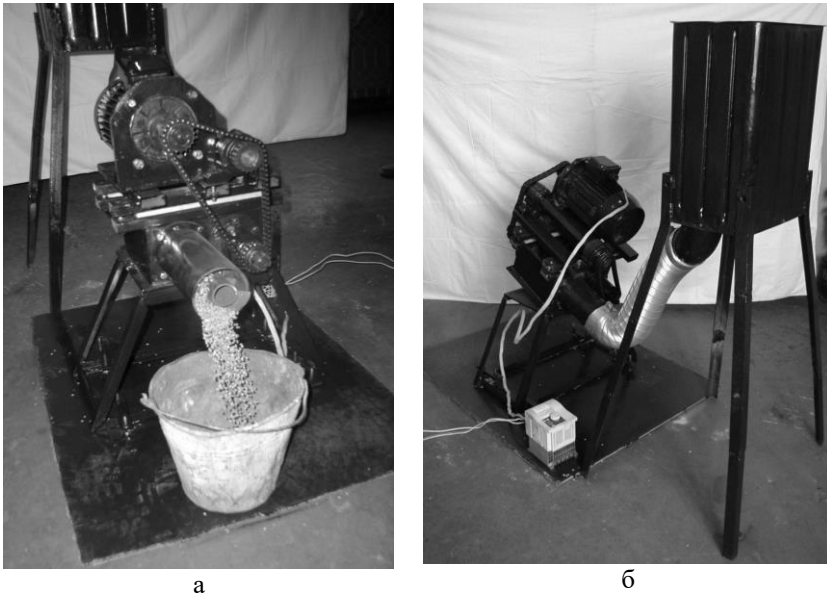


Рис. 1. Загальний вигляд перевантажувального патрубку в горизонтальному (а) та в похилому (б) положеннях

У процесі проведення експериментальних досліджень змінювались наступні параметри:

- кут нахилу перевантажувального патрубку до горизонтальної площини (α , град);
- частота обертання гвинтових робочих органів (n , об/хв);
- діаметр поверхні обертання шнека при сталому внутрішньому діаметрі направляючого кожуха (D , м).

Методика проведення експериментальних досліджень була наступною. Перед транспортуванням матеріалу в перевантажувальному патрубку брали п'ять проб зерна в мірну тару і встановлювали його початковий ступінь пошкодження. Далі матеріал засипали в бункер (рис. 1), з якого він надходив у зону вивантаження шнека. Так матеріал повторно транспортували три рази.

Після цього брали проби зерна аналогічним способом і встановлювали кінцевий ступінь пошкодження зернового матеріалу.

За різницею кінцевого і початкового ступеня пошкодження матеріалу тим чи іншим робочим органом при їх змінних конструктивно-технологічних параметрах, а також з урахуванням кількості проходжень матеріалу в перевантажувальному патрубку визначали реальний ступінь пошкодження зернового матеріалу.

Загальний вигляд гвинтових робочих органів зображено на рис. 2.



а



б



в

Рис. 2. Загальний вигляд гвинтових робочих органів перевантажувального патрубка: а – комбінований шнек з бітером; б – суцільний шнек; в – вал з похилими плоскими пластинами

За результатами проведених експериментальних досліджень для перевантажувального патрубка, в якому завантажувальний робочий орган виконаний у вигляді комбінованого шнека з лопаткою бітера (рис. 2, а) побудовані графічні залежності (рис. 3) ступеня пошкодження насіннєвого зернового матеріалу δ від частоти обертання

робочого органу n з діаметром обертання $D = 96$ мм при різних кутах нахилу перевантажувального патрубку до горизонту α . З їх аналізу можна встановити, що в межах частот обертання робочого органу 300...400 об/хв ступінь пошкодження матеріалу фактично не змінюється. Подальше зростання величини n призводить до збільшення ступеня пошкодження зернового матеріалу, причому чим більший кут нахилу перевантажувального патрубку до горизонту, тим більш інтенсивно зростає величина δ .

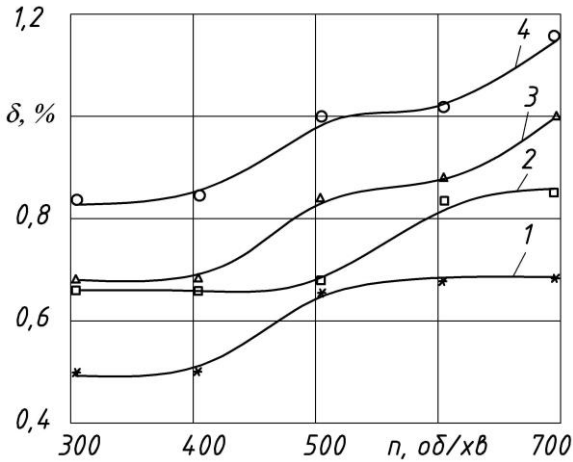


Рис.3. Залежності ступеня пошкодження насіннєвого матеріалу δ від частоти обертання n комбінованого шнека з лопаткою бітера при різних кутах нахилу α перевантажувального патрубку до горизонту: 1 - $\alpha = 0^\circ$; 2 - $\alpha = 10^\circ$; 3 - $\alpha = 20^\circ$; 4 - $\alpha = 30^\circ$

На рис. 4 представлені аналогічні графічні залежності для суцільних шнеків при різних виконаннях їх зовнішнього діаметра. З їх аналізу можна встановити, що тенденція зростання ступеня пошкодження матеріалу від підвищення частоти обертання робочого органу фактично спостерігається для різних кутів нахилу перевантажувального патрубку окрім його горизонтального положення для діаметра шнека $D = 96$ мм. Необхідно зазначити, що збільшення діаметру шнека від 96 до 97 мм призводить до збільшення ступеня пошкодження матеріалу на 20...100%.

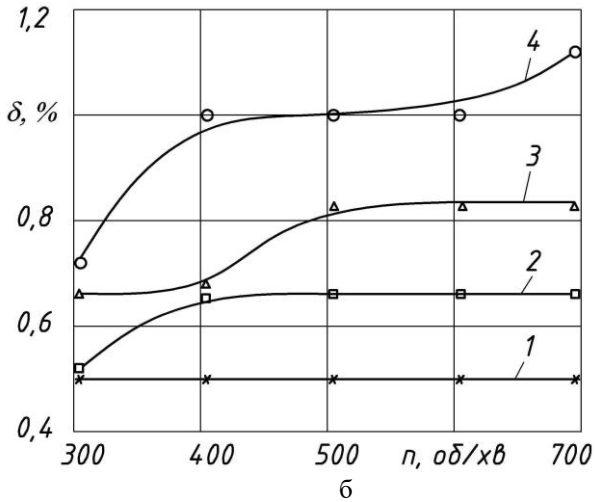
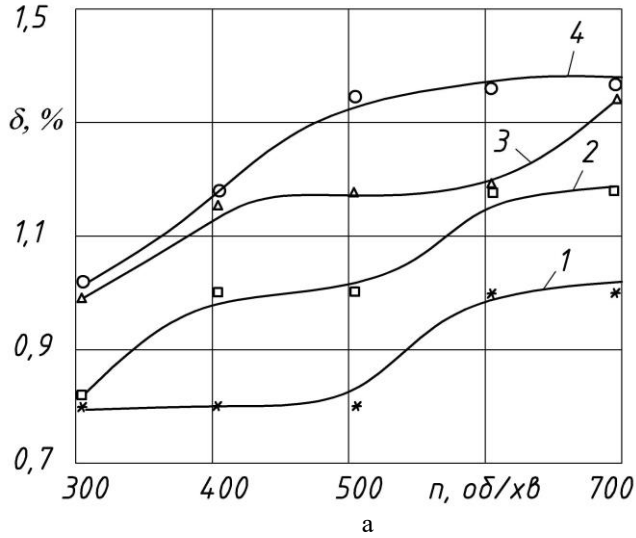


Рис.4. Залежності ступеня пошкодження насінневого матеріалу δ від частоти обертання n комбінованого шнека з лопаткою бітера при різних кутах нахилу α перевантажувального патрубку до горизонту: 1 – $\alpha = 0^\circ$; 2 – $\alpha = 10^\circ$; 3 – $\alpha = 20^\circ$; 4 – $\alpha = 30^\circ$; а - $D = 97$ мм; б - $D = 96$ мм

Стосовно результатів експериментальних досліджень проведених для робочого органу виконаного у вигляді валу з похилими плоскими пластинами, то загальні тенденції і абсолютні значення фактично не відрізняються від попередньо розглянутого варіанта, однак енерговитрати на процес виконання технологічного процесу зростають на 2...3%.

Висновок. Таким чином проведенні експериментальні дослідження вказують на те, що домінуючим фактором, який впливає на ступінь пошкодження зернового матеріалу, є величина зазору між поверхнею обертання робочого органу, далі частота його обертання та кут нахилу первантажувального патрубка до горизонту.

Література

1. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М, Пилипець М.І., Матвійчук А.В. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.
2. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Завантажувальний пристрій до причепів // Техніка АПК. - 1997. - №2. - С. 19-20.
3. Пат. № 67426А Україна, В65633/16. Гвинтовий конвейєр / Клендій М.Б., Павлова І.О., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. – № 2003010046; Заявл. 02.01.2003; Опубл. 15.08.2003. Бюл. № 8. – 3 с.

УДК 629.113.004.67

Р.Д. Кузьмінський, к.т.н.
Львівський державний аграрний університет

ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНА СУМІСНІСТЬ ПРОЦЕСІВ РЕМОНТУ РІЗНОМАРОЧНИХ ОБ'ЄКТІВ У СПІЛЬНОМУ ПОТОЦІ

Розглянуто технологічну та виробничу структури процесів розбирання та складання 14-ої та 15-ої моделей коробок передач автомобілів КамАЗ, визначено параметри та показники ефективності процесів, обґрунтовано структури гнучких технологічних ліній розбирання та складання, розраховано показники організаційно-технологічної сумісності.

Постановка проблеми. Одним з перспективних шляхів забезпечення надійності та ефективного використання техніки в агро-промисловому комплексі є запровадження фірмового технічного

сервісу. Особливо актуальним фірмовий сервіс є для складних і дорогих машин, наприклад, автомобілів КамАЗ, чотири сімейства яких з різними колісними формулами, вантажопідйомністю, осьовим навантаженням, габаритними розмірами та масою широко використовуються в агропромисловому комплексі України. Велика кількість моделей та модифікацій цих автомобілів визначає розмаїття конструкцій вузлів та агрегатів, зокрема агрегатів трансмісії, що й створює об'єктивні труднощі в становленні фірмового технічного сервісу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Однією з головних підстав для об'єднання ремонту різномарочних об'єктів у спільному потоці є подібність їх конструкції [1, 2]. Побутує також думка, що абсолютна сумісність, зокрема стосовно процесів розбирання чи складання, має місце в разі дотримання таких умов:

- якщо множина складальних одиниць і деталей простішого за конструкцією об'єкта є підмножиною складальних одиниць і деталей складнішого за конструкцією об'єкта;

- якщо множина операцій ремонту простішого за конструкцією об'єкта є підмножиною операцій ремонту складнішого за конструкцією об'єкта.

Спостереження за роботою технологічних ліній багатопредметної спеціалізації показали, що ефективність технологічних процесів залежить від рівня завантаження лінії за продуктивністю (такту її роботи τ) та від співвідношення часткових програм ремонту різних об'єктів у спільному потоці. Тому можна припустити, що доцільність поєднання в спільному потоці ремонту різних об'єктів також повинна залежати від вказаних чинників, які й визначають достатні умови сумісності.

Мета дослідження. Для перевірки цієї гіпотези було розглянуто технологічні процеси розбирання та складання двох різних моделей коробок передач автомобілів КамАЗ, які власне відповідають зазначеним умовам досягнення абсолютної сумісності. П'ятиступеневі коробки передач 14-ої моделі встановлюють на одинарних автомобілях; на автомобілях-тягачах, що експлуатуються в складі автопоїздів, встановлюють десятиступеневі коробки передач 15-ої моделі, в яких до передньої частини картера основної п'ятиступеневої коробки передач 14-ої моделі замість картера зчеплення прикріплений двоступеневий редуктор-подільник передач в зборі з вузлами пневмосистеми керування ним. Змінена конструкція первинного вала й кришки заднього підшипника, а між кришкою та картером коробки передач відсутня прокладка.

Результати досліджень. Методами комп'ютерного моделювання [3, 4] було синтезовано виробничі структури як спеціалізованих, так і гнучких технологічних ліній розбирання та складання різних моделей коробок передач. Кожна з цих ліній характеризувалась сталістю на певному інтервалі продуктивності Q_p та відповідному інтервалі значень такту τ кількості основного ремонтно-технологічного обладнання (для розбирання – кількості пресів K_{r3} , установок для промивання коробок передач K_{r5} та кран-балок K_{r7} , а для складання – кількості обкатувально-випробувальних стендів K_{r1} , печей термічних K_{r2} , пресів K_{r3} і кран-балок K_{r7}), певною максимальною та оптимальною продуктивністю. Кількість робітників u та фронт ремонту f на кожній з цих ліній може змінюватись залежно від потреби, зумовленої коливаннями надходжень замовлень на ремонт. Відповідно змінюватимуться і технологічні відміни процесів розбирання та складання: прямоточні (ПР), коли всі операції виконуються лише послідовно і для заданої продуктивності буде отримано максимальну тривалість процесу $T_{Т.П}$; розгалужені (Р), коли використовуються можливості одночасного виконання операцій, які зумовлені конструкцією об'єктів ремонту, технологією виконання робіт і можливостями ремонтно-технологічного обладнання, з метою мінімізації для заданого τ тривалості процесу $T_{Т.П}$; частково розгалужені (ЧР), коли також використовуються можливості одночасного виконання операцій, однак для заданого τ тривалість процесу $T_{Т.П}$ є більшою, ніж для розгалуженої, але й меншою, ніж для прямоточної відміни процесу. Розраховано також техніко-економічні показники роботи кожної лінії: річні приведені технологічні витрати на розбирання чи складання коробок передач Z , а також питомі приведені технологічні витрати PZ .

Порівнявши річні приведені технологічні витрати на розбирання або складання 14-ої та 15-ої моделей коробок передач у спільному потоці $Z_{1,2}$ з сумою витрат на розбирання або складання коробок передач на спеціалізованих лініях ($Z_1 \text{ кп14} + Z_2 \text{ кп15}$), можна отримати такі результати (рис. 1):

1) коли $(Z_1 \text{ кп14} + Z_2 \text{ кп15}) > Z_{1,2}$, тоді ремонтувати коробки передач доцільно в спільному потоці, оскільки це забезпечить економію річних приведених технологічних витрат $\Delta Z = (Z_1 \text{ кп14} + Z_2 \text{ кп15}) - Z_{1,2} > 0$ і має місце організаційно-технологічна сумісність процесів (ОТС);

2) коли $(Z_1 \text{ кп14} + Z_2 \text{ кп15}) < Z_{1,2}$, тоді ремонтувати коробки передач доцільно на спеціалізованих технологічних лініях, оскільки об'єднання в спільному потоці буде збитковим $\Delta Z = (Z_1 \text{ кп14} + Z_2 \text{ кп15}) -$

$Z_{1,2} < 0$ і має місце організаційно-технологічна несумісність процесів (ОТН);

3) коли $(Z_1 \text{ кп14} + Z_2 \text{ кп15}) = Z_{1,2}$, тоді має місце часткова організаційно-технологічна сумісність процесів.

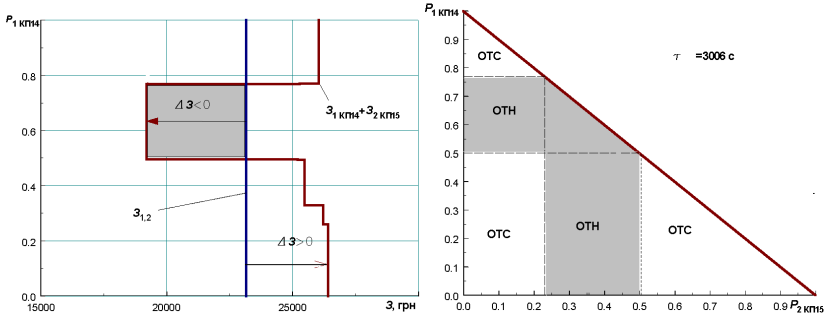


Рис. 1. Визначення зон ОТС і ОТН процесів розбирання різних моделей коробок передач у спільному потоці для окремого значення такту

Співвідношення емпіричних частотей $r_{кп14}$ і $r_{кп15}$ появи різних моделей коробок передач у загальній річній програмі ремонту, для яких $(Z_1 \text{ кп14} + Z_2 \text{ кп15}) > Z_{1,2}$ і $\Delta Z > 0$, визначають зону організаційно-технологічної сумісності; ті співвідношення емпіричних частотей $r_{кп14}$ і $r_{кп15}$, для яких $(Z_1 \text{ кп14} + Z_2 \text{ кп15}) < Z_{1,2}$ і $\Delta Z < 0$, визначають зону організаційно-технологічної несумісності; а ті співвідношення $r_{кп14}$ і $r_{кп15}$, для яких $(Z_1 \text{ кп14} + Z_2 \text{ кп15}) = Z_{1,2}$ і $\Delta Z = 0$, визначають зону часткової організаційно-технологічної сумісності. Зрозуміло також, що $r_{кп14} + r_{кп15} = 1$.

Відповідно, за умови, що для окремого значення такту τ будь-які співвідношення часткових програм ремонту 14-ої та 15-ої моделей коробок передач у загальній річній програмі ремонту W_k – рівноймовірні випадкові величини, для кількісної оцінки доцільності об'єднання в спільному потоці технологічних процесів розбирання чи складання коробок передач різних моделей застосовано таку систему показників [5, 6]:

коефіцієнт організаційно-технологічної сумісності α_τ характеризує ймовірність появи такого співвідношення часткових програм ремонту, яке лежить у межах зон організаційно-технологічної сумісності;

коефіцієнт часткової організаційно-технологічної сумісності μ_τ – ймовірність появи такого співвідношення часткових

програм ремонту, яке лежить у межах зон часткової організаційно-технологічної сумісності;

коефіцієнт рівня організаційно-технологічної сумісності β_τ – ймовірність отримати економію річних приведених технологічних витрат від об'єднання у спільному потоці ремонту різномарочних об'єктів упродовж достатньо тривалого часу T .

Якщо ж додатково прийняти, що будь-які співвідношення часткових програм у загальній річній програмі ремонту W_K – це рівномірно розподілені випадкові величини, які лежать лише в межах зон організаційно-технологічної сумісності, то **коефіцієнт відносного рівня організаційно-технологічної сумісності γ_τ** показує, наскільки суттєвою відносно значення річних приведених технологічних витрат $Z_{1,2}$ буде отримана економія ΔZ від об'єднання в спільному потоці ремонту коробок передач різних моделей.

Розраховувались також показники ОТС для окремих технологічних відмін процесу $\alpha_{\tau v}, \mu_{\tau v}, \beta_{\tau v}, \gamma_{\tau v}$ та окремих технологічних ліній $\alpha_{\tau l}, \mu_{\tau l}, \beta_{\tau l}, \gamma_{\tau l}$ з додатковою умовою, що загальна річна програма ремонту W_K – рівномірно розподілена випадкова величина, яка набуває значень, що відповідають інтервалу тактів ефективного використання окремої технологічної відмінності процесу чи технологічної лінії.

Визначено зони ОТС та розраховано значення показників ОТС процесів як розбирання, так і складання в спільному потоці 14-ої та 15-ої моделей коробок передач автомобілів КамАЗ, встановлено їх залежності від тривалості такту τ .

Як бачимо (рис. 2, а), для технологічної лінії розбирання коробок передач меншої продуктивності зони організаційно-технологічної несумісності є невеликими за розміром і мають місце для малих значень такту її роботи. Для технологічної лінії розбирання коробок передач вищої продуктивності зі складнішою виробничою структурою (рис. 2, б) зони організаційно-технологічної несумісності є значно більшими за розміром і також мають місце переважно для малих значень такту її роботи. Зони часткової ОТС для технологічних процесів як розбирання, так і складання в спільному потоці різних моделей коробок передач відсутні ($\mu_{\tau} = \mu_{\tau v} = \mu_{\tau l} = 0$).

Порівняльний аналіз залежностей показників ОТС від тривалості такту (рис. 3) з розміщенням зон ОТС (див. рис. 2) показує, що якщо для окремого такту τ має місце лише зона ОТС, то $\alpha_\tau = \beta_\tau = 1$, а $\gamma_\tau > 0$. Якщо ж для окремого такту τ має місце лише зона ОТН, то $\alpha_\tau = 0, \beta_\tau = 0$ і $\gamma_\tau = 0$. Оскільки зони часткової ОТС відсутні, то для всіх

τ маємо $\mu_\tau = 0$. Якщо для окремого такту τ виділено як зони ОТС, так і зони ОТН, то $0 < \alpha_\tau < 1$, $0 < \beta_\tau < 1$ і $\gamma_\tau > 0$.

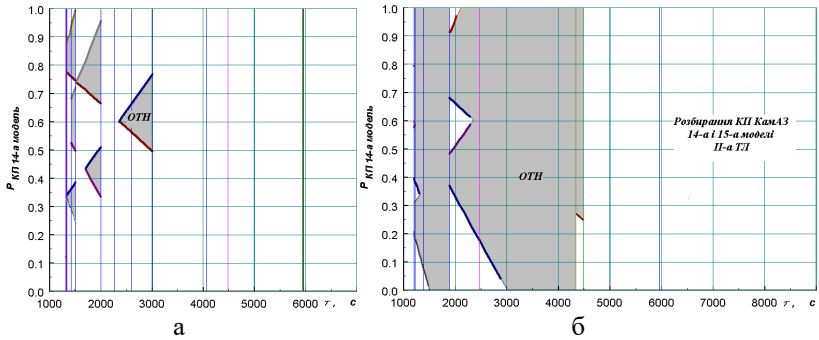


Рис. 2. Розташування зон організаційно-технологічної сумісності та організаційно-технологічної несумісності процесів розбирання 14-ої та 15-ої моделей коробок передач на технологічних лініях різної продуктивності: а - максимальна річна продуктивність лінії $Q_{P\ MAX\ I} = 5187$ шт.; б - максимальна продуктивність лінії $Q_{P\ MAX\ II} = 5703$ шт.

Залежності показників ОТС від такту τ – це перервні функції, а точки розривів відповідають змінам технологічних відмін процесу. У межах інтервалу тактів однієї технологічної відміни процесу значення показників ОТС або залишаються незмінними, або ж зменшуються. Із зростанням тривалості такту τ характер зменшення коефіцієнтів ОТС α_τ та рівня ОТС β_τ – лінійний, а відносного рівня ОТС γ_τ – нелінійний. Із зростанням такту в межах однієї технологічної відміни процесу швидкість зміни коефіцієнта ОТС α_τ залишається постійною, а швидкості зміни коефіцієнтів рівня ОТС β_τ та відносного рівня ОТС γ_τ є змінними.

Визначено також значення показників ОТС для гнучких технологічних ліній різної продуктивності та для кожної з технологічних відмін процесів, що використовуються на цих лініях (табл.1, 2).

Зауважимо також, що якщо на 1-й технологічній лінії розбирання в спільному потоці коробок передач, максимальна річна продуктивність якої становить $Q_p = 5187$ шт., а оптимальна $Q_{P\ OPT\ I} = 4548$ шт., має місце практично повна організаційно-технологічна сумісність ($\alpha_{ТЛ} = 0,899$, $\beta_{ТЛ} = 0,919$ і $\gamma_{ТЛ} = 0,221$), то на 2-й технологічній лінії розбирання, максимальна річна продуктивність якої

становить $Q_p = 5703$ шт і співпадає з оптимальною, організаційно-технологічна сумісність процесів розбирання в спільному потоці 14-ої та 15-ої моделей коробок передач автомобілів КамАЗ є недостатньою ($\alpha_{ТЛ} = 0,364$, $\beta_{ТЛ} = 0,319$ і $\gamma_{ТЛ} = 0,071$).

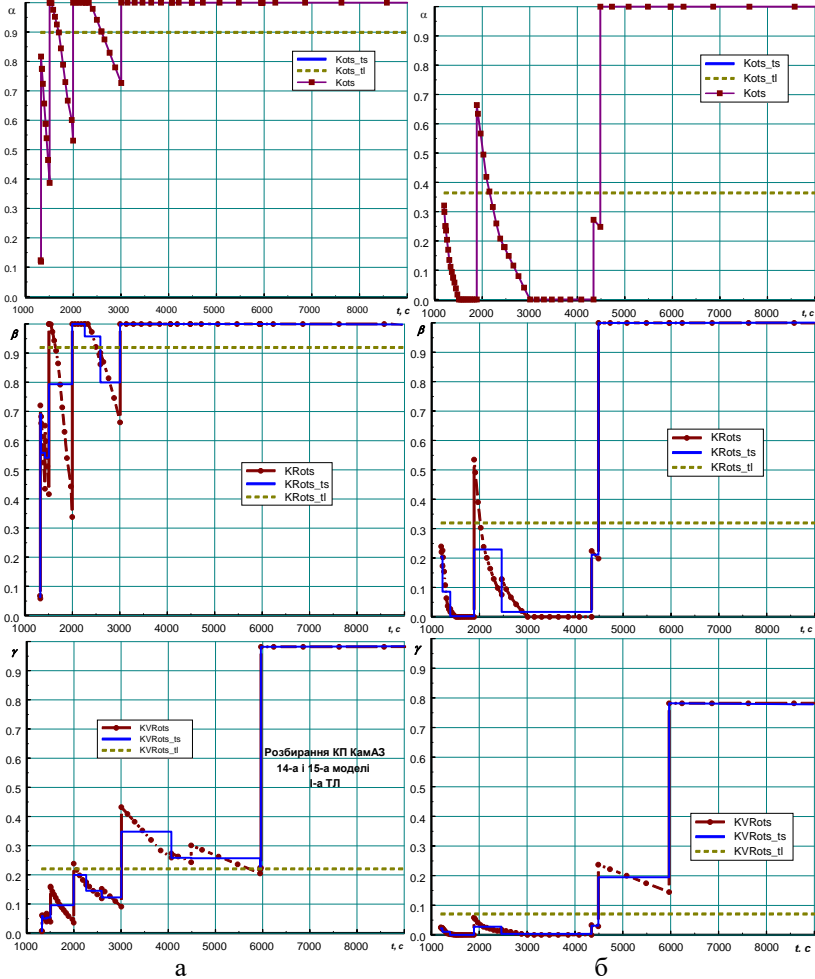


Рис.3. Залежність показників організаційно-технологічної сумісності процесів розбирання в спільному потоці різних моделей коробок передач автомобілів КамАЗ від тривалості такту τ : а - максимальна річна продуктивність лінії $Q_{P\ MAX\ I} = 5187$ шт.; б - максимальна продуктивність лінії $Q_{P\ MAX\ II} = 5703$ шт.

Таблиця 1. Виробнича структура технологічних ліній розбирання в спільному потоці коробок передач 14-ої та 15-ої моделей автомобілів КамАЗ різної продуктивності та показники організаційно-технологічної сумісності

№ П/П	Такт τ_{\min} , с	Продук- тивність Q_p max, шт.	Кількість обладнання			f , од.	u , чол.	ТВ	$\alpha_{ТВ}$	$\beta_{ТВ}$	$\gamma_{ТВ}$
			K_{r3} , од.	K_{r5} , од.	K_{r7} , од.						
I	5964	1151				1	1	ПР	1,0	1,0	0,982
	5952	1154				1	2	Р	1,0	1,0	0,225
	5946	1155				1	2	Р	1,0	1,0	0,219
	4488	1530				1	2	Р	1,0	1,0	0,257
	4068	1687				2	2	ПР	1,0	1,0	0,259
	3006	2282				2	2	ПР	1,0	1,0	0,348
	2592	2646				2	3	ЧР	0,819	0,800	0,123
	2262	3031				3	3	ПР	0,967	0,957	0,145
	1998	3431				3	3	ПР	1,0	1,0	0,200
	1506	4548	1	1	1	4	4	ПР	0,834	0,794	0,096
	1422	4816				3	5	Р	0,489	0,541	0,054
	1344	5095				5	5	ПР	0,683	0,559	0,050
	1326	5163				5	5	ПР	0,796	0,690	0,059
1320	5187				5	6	ЧР	0,121	0,063	0,007	
ТЛ									0,899	0,919	0,221
II	5964	1151				1	1	ПР	1,0	1,0	0,782
	5952	1530				1	2	Р	1,0	1,0	0,195
	4344	1580				1	3	Р	0,260	0,212	0,031
	2466	2781				2	4	ЧР	0,040	0,017	0,004
	1890	3627		1		3	4	ЧР	0,395	0,230	0,028
	1392	4919	2		1	4	6	ЧР	0,011	0,002	0,001
	1230	5565				5	6	ЧР	0,152	0,086	0,011
	1200	5703				6	6	ПР	0,285	0,206	0,022
ТЛ									0,364	0,319	0,071

Таблиця 2. Виробнича структура технологічних ліній складання в спільному потоці коробок передач 14-ої та 15-ої моделей автомобілів КамАЗ різної продуктивності та показники організаційно-технологічної сумісності

№ П/П	Такт τ_{\min} , с	Продук- тивність Q_p max, шт.	Кількість обладнання				f , од.	u , чол.	ТВ	$\alpha_{ТВ}$	$\beta_{ТВ}$	$\gamma_{ТВ}$
			K_{r1} , од.	K_{r2} , од.	K_{r3} , од.	K_{r7} , од.						
I	7236	949					1	1	ПР	1,0	1,0	0,986
	7230	950					1	2	Р	1,0	1,0	0,345
	7056	973					2	2	ПР	1,0	1,0	0,291
	4746	1446					2	2	ПР	1,0	1,0	0,353
	3618	1897					2	2	ПР	1,0	1,0	0,468
	3528	1945					3	3	ПР	0,762	0,919	0,156
	2424	2829					3	3	ПР	0,949	0,988	0,251
	2418	2836	1	1	1	1	3	3	ПР	1,0	1,0	0,319
	2412	2843					3	4	ЧР	0,495	0,878	0,091
	2406	2850					4	4	ПР	0,498	0,757	0,078
	2352	2916					4	4	ПР	0,529	0,774	0,083
ТЛ									0,968	0,994	0,442	
II	7236	949					1	1	ПР	1,0	1,0	0,865
	6192	1109					1	2	Р	1,0	1,0	0,318
	4740	1448					1	3	Р	0,254	0,870	0,065
	4596	1494					2	3	ЧР	0,384	0,884	0,095
	3180	2158					3	4	ЧР	0,681	0,894	0,146
	2382	2879					3	4	ЧР	0,307	0,604	0,051
	2124	3288					3	3	ПР	0,663	0,883	0,118
	1824	3757					4	4	ПР	0,904	0,960	0,164
	1812	3782					4	4	ПР	0,992	0,997	0,200
	1638	4183	1	1	2	1	4	5	ЧР	0,497	0,790	0,079
	1590	4309					4	5	ЧР	0,652	0,877	0,108
	1470	4659					5	5	ПР	0,774	0,891	0,119
	1428	4796					6	6	ПР	0,303	0,384	0,032
1422	4816					6	6	ПР	0,338	0,444	0,038	
1200	5703					7	7	ПР	0,114	0,174	0,020	
ТЛ									0,587	0,785	0,135	

Показники організаційно-технологічної сумісності будуть змінюватись також залежно від того, яка технологічна відміна процесу буде застосована на технологічній лінії. Наприклад, найвища

організаційно-технологічна сумісність процесів розбирання в спільному потоці коробок передач на 1-й технологічній лінії буде досягнута за умови використання прямоточної відміни процесу ($f = 2$ од. і $u = 2$ чол.), тоді $\alpha_{ТВ} = 1,0$, $\beta_{ТВ} = 1,0$ і $\gamma_{ТВ} = 0,468$. Найнижча організаційно-технологічна сумісність буде мати місце, коли на цій же технологічній лінії розбирати коробки передач будуть шість робітників за частково розгалуженою відміною процесу ($f = 5$ од. і $u = 6$ чол.), тоді $\alpha_{ТВ} = 0,121$, $\beta_{ТВ} = 0,063$ і $\gamma_{ТВ} = 0,007$.

Показники організаційно-технологічної сумісності процесів складання в спільному потоці різних моделей коробок передач автомобілів КамАЗ на 1-й технологічній лінії, максимальна річна продуктивність якої становить $Q_p = 2916$ шт. ($\alpha_{ТЛ I} = 0,968$, $\beta_{ТЛ I} = 0,994$ і $\gamma_{ТЛ I} = 0,442$), та на 2-й технологічній лінії складання, максимальна річна продуктивність якої становить $Q_p = 5703$ шт. ($\alpha_{ТЛ II} = 0,587$, $\beta_{ТЛ II} = 0,785$ і $\gamma_{ТЛ II} = 0,135$), є достатніми.

Висновки. 1. Подібність конструкції об'єктів ремонту не гарантує повної сумісності процесів їх розбирання-складання, а є лише необхідною передумовою досягнення такої сумісності.

2. Для підприємств фірмового технічного сервісу важливо обґрунтувати не лише можливість, але й доцільність об'єднання в спільному потоці ремонту різномарочних об'єктів. Вирішення цієї задачі вимагає порівняльного аналізу показників ефективності процесів ремонту різномарочних об'єктів у спільному потоці і на окремих спеціалізованих технологічних лініях (дільницях).

3. Організаційно-технологічна сумісність технологічних процесів – це властивість, яка визначає як можливість, так і доцільність їх об'єднання в спільному потоці. Ця властивість зумовлена подібністю конструкції, однотипністю технології та предметною гнучкістю ремонтно-технологічного обладнання, що застосовуються, і, як наслідок, подібністю технологічної та виробничої структур процесів ремонту об'єктів різних марок. Організаційно-технологічна сумісність залежить як від співвідношення часткових програм ремонту різномарочних об'єктів у загальній річній програмі ремонту, так і від значення самої загальної річної програми ремонту. Отже, організаційно-технологічна сумісність характеризує як необхідні, так і достатні умови для об'єднання технологічних процесів ремонту різномарочних об'єктів у спільному потоці.

4. Дослідження показників організаційно-технологічної сумісності процесів розбирання та складання різних моделей та модифікацій механічних тривальних коробок передач автомобілів ЗІЛ, ГАЗ, ІВЕСО-КрАЗ, КамАЗ показали, що для процесів їх ремонту у

спільному потоці на технологічних лініях чи дільницях з елементарною виробничою структурою (кількість технологічного обладнання кожного типу є мінімальною та рівною одиниці) вони є достатньо високими, особливо в разі роботи з продуктивністю, яка не більша за оптимальну. Оскільки реальні річні програми ремонту сервісних підприємств не перевищують оптимальних продуктивностей відповідних ліній чи дільниць, то висока організаційно-технологічна сумісність є підставою для поєднання у спільному потоці фірмового ремонту різних моделей коробок передач автомобілів цих марок.

Література

1. Моргун А.М., Козлов В.І., Шаповал Л.І. Сумісність процесів та підстави універсализації устаткування при ремонті однотипних вузлів і агрегатів // Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 85. – Глеваха: ІМЕСГ, 2001. – С. 270–274.

2. Флис І.М. Сумісність технологічних процесів поточного ремонту різномарочних двигунів // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб.наук. праць.– Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1993. – С.40-47.

3. Кузьмінський Р.Д., Кульчицький-Жигайло Р.Д. Параметричний ряд технологічних ліній для розбирання кареток балансирної підвіски тракторів класу 3.0 // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб. наук. пр. – Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1992. – С.7-17.

4. Семкович О.Д., Кузьмінський Р.Д. Узагальнений алгоритм моделювання ремонтно-технологічних процесів розбирання та складання // (Матеріали докладов міжнародной научно-практ.конф.) «Моделирование процессов и технологического оборудования в сельском хозяйстве». (17-19 августа 1994 г.). – Мелітополь: ТДАТА, 1994. – Т.4. – С.48–51 .

5. Кузьмінський Р.Д. Система показників організаційно-технологічної сумісності процесів ремонту // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб. наук. праць.– Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1992. – С.29-40.

6. Кузьмінський Р.Д. Результати розрахунку областей та коефіцієнтів організаційно-технологічної сумісності для технологічних ліній // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб. наук. праць.– Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1993. – С.27-39.

Рецензент д.т.н., проф. О.В. Сидорчук

РОЗРОБЛЕННЯ АПАРАТА ДЛЯ ОДНОЧАСНОГО ЗРІЗУВАННЯ ГИЧКИ ТА ОЧИЩЕННЯ ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ

У статті розглянуто і конструктивно обґрунтовано один із варіантів об'єднання двох технологічних процесів в одному робочому органі для одночасного зрізування гички й очищення головок коренеплодів цукрових буряків.

Постановка проблеми. На сучасному етапі розвитку сільськогосподарської техніки відома велика різноманітність конструктивних, компоновальних схем гичковидальючих механізмів бурякозбиральних машин, від гичкозрізувальних апаратів до очисників головок коренеплодів. Це, в першу чергу, пов'язано як з технологіями збирання цукрових буряків, так і з технологічними вимогами до якості гички і коренеплодів після збирання. Зважаючи на це, вибір перспективних компоновальних схем та розроблення нових конструкцій гичковидальючих механізмів, як і бурякозбиральної техніки взагалі повинно відбуватись на базі світового досвіду, враховувати особливості вітчизняних агротехнічних, техніко-економічних, екологічних та інших виробничих вимог. Але поряд з цим не можна не зазначити, що, вкладаючи значні матеріальні і фізичні ресурси у створення нових машин і механізмів, не завжди можна отримати очікуваний результат. Особливе значення при конструюванні апаратів, які об'єднують два чи більше технологічних процеси, має точність поєднання фізикомеханічних, кінематичних і динамічних характеристик [1, 2].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Займаючись однією з цих проблем, а саме - розробленням апарата для одночасного зрізування гички й очищення головок коренеплодів, було встановлено, що різні технологічні процеси впливають на конструктивні, кінематичні та динамічні характеристики, неточність врахування яких призводить до прямих втрат цукристої маси. При зрізуванні головок коренеплодів на рівні основи черешків втрати цукристої маси складають в середньому 6...8%, а на рівні нижньої межі „сплячих вічок” 18...23%. Відносні втрати цукристої маси це неякісне очищення головок коренеплодів цукрових буряків і попадання в ворох коренеплодів, що йдуть на промислову переробку, зеленої маси до 3%,

що призводить до значних затрат при транспортуванні, зберіганні і значних втрат цукристості при переробці сировини [1, 2, 3, 4].

Фірма „Garford Victor” розробила пристрій [2], який поєднує вертикальний шнековий гичкоріз з барабанним очисником. Зрізана вертикальними шнеками основна маса гички виноситься за зони рядків, а барабанний активний очисник, копіюючи головки коренеплодів, виконує їх очистку від залишків гички і черешків. В Україні розроблена, виготовлена і дослідження гичкозбиральна шнекова машина. Переміщуючись уздовж рядків цукрових буряків шнеки, обертаючись, зрізують гичку і транспортують її за їх межі. Недоліком такої машини, як і в попередньої, є те, що для повного і якісного очищення головок коренеплодів потрібно в комплексі застосовувати очисники чи дообрізчики. Зробивши системний аналіз, ми поставили задачу розробити, дослідити і виготовити пристрій, який в одночасному вимірі виконував би процес зрізування гички з очищенням головок коренеплодів цукрових буряків.

Метою дослідження є обґрунтувати можливість об'єднання двох технологічних процесів, зрізування гички з одночасним очищенням головок коренеплодів та провести кінематичний аналіз руху робочого органу машини.

Результати досліджень. Розроблена конструкція апарата для зрізування гички та очищення головок коренеплодів (рис. 1) може застосовуватись у різних конструкціях бурякозбиральної техніки.

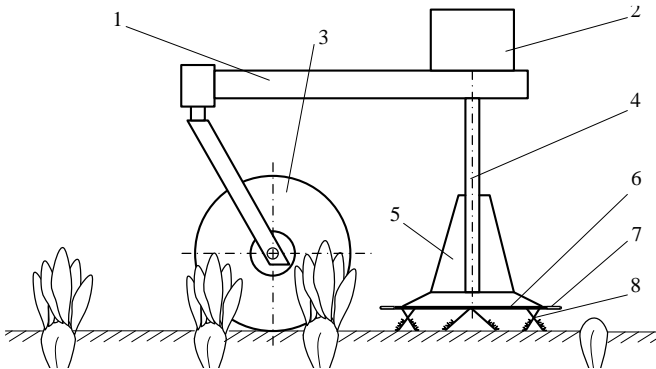


Рис. 1. Загальний вигляд апарата для одночасного зрізування гички і очищення головок коренеплодів: 1 – рама; 2 – редуктор; 3 – опорне колесо; 4 – вертикальний вал; 5 – бітер; 6 – горизонтальний диск; 7 – ніж; 8 – копіювальний робочий елемент

Перевагами такої конструкції є простота у виготовленні, а поєднання двох робочих процесів значно зменшить масу бурякозбиральної машини. Проведені кінематичні дослідження підтверджують доцільність використання робочого органу при русі вздовж рядків коренеплодів по осі рядка.

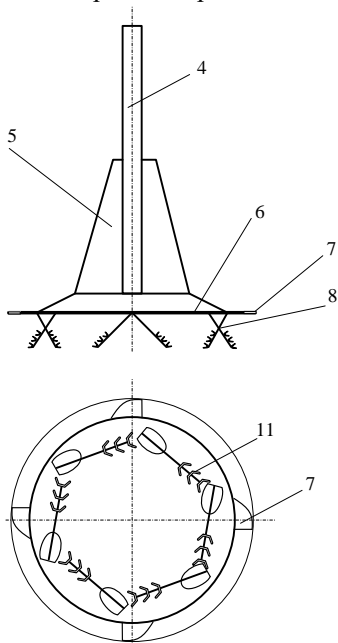


Рис. 2. Схема робочого органу:
4–вертикальний вал;
5–бітер; 6–горизонтальний диск;
7–ніж;
8–копіювальний робочий елемент;
11–очисні пластинки

Робочий орган містить раму 1 з редуктором 2, що опирається на пневматичні опорні колеса 3 і навіску трактора, та встановлений на вертикальному валу 4 горизонтальний диск 6 з бітерами 5, ножами 7 і копіювальними робочими елементами 8 (рис. 1-3.).

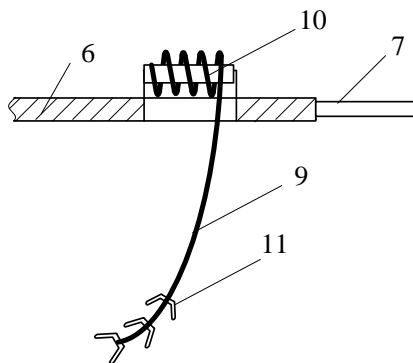


Рис. 3. Кріплення копіювального робочого елемента:
6–горизонтальний диск;
7–ніж; 9–копіювальний робочий елемент;
10–пружина;
11–очисні пластинки

Копіювальний робочий елемент виконаний у вигляді стрижнів 9 з очисними поверхнями 11 і кріпиться до диска 6 з допомогою пружин 10.

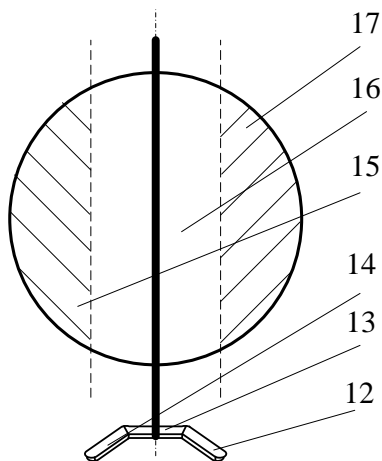


Рис. 4. Відповідність очисних поверхонь зонам чищення: 12, 13, 14 – очисні поверхні; 15, 16, 17 – зони чищення

з допомогою бітерів переміщується за межі рядків. Після підвищеного зрізу головки коренеплодів очищуються копіювальними робочими елементами, що направлені вздовж осі вектора лінійної швидкості руху в точці першого контакту з коренеплодом. А відрізки пластин очисних поверхонь направлені відповідно до зон чищення по дотичній до головки коренеплоду та під певним кутом до залишків гички. Таким чином, відбувається одночасне зрізування гички та видалення її за межі рядка, копіювання і очищення головки коренеплоду.

Умови роботи робочого органу визначаються величиною та напрямом абсолютної швидкості його точок. Векторне рівняння для визначення абсолютної швидкості має вигляд:

$$\vec{v}_a = \vec{v}_e + \vec{v}_n, \quad (1)$$

де \vec{v}_e - вектор відносної швидкості точки, яка спричинена обертальним рухом робочого органу, \vec{v}_n - вектор переносної швидкості точки робочого органу у його поступальному русі разом із машиною (рис. 5).

Очисні поверхні 12, 13, 14 (рис. 4) відповідають зонам чищення на головці коренеплоду 15, 16, 17 таким чином, що кожна очисна поверхня йде по дотичній до відповідної поверхні.

Апарат для зрізування гички та очищення головок коренеплодів працює таким чином. При русі вздовж рядків за допомогою приводного редуктора обертається вал, на якому жорстко закріплений диск, котрий приводить в рух копіювальні робочі елементи, що містять плавно зігнуті підпружинені стрижні за очисними робочими

поверхнями. Гичка зрізується на встановленій висоті диском з шаблеподібними ножами і з

допомогою бітерів переміщується за межі рядків. Після підвищеного зрізу головки коренеплодів очищуються копіювальними робочими елементами, що направлені вздовж осі вектора лінійної швидкості руху в точці першого контакту з коренеплодом. А відрізки пластин очисних поверхонь направлені відповідно до зон чищення по дотичній до головки коренеплоду та під певним кутом до залишків гички. Таким чином, відбувається одночасне зрізування гички та видалення її за межі рядка, копіювання і очищення головки коренеплоду.

Умови роботи робочого органу визначаються величиною та напрямом абсолютної швидкості його точок. Векторне рівняння для визначення абсолютної швидкості має вигляд:

$$\vec{v}_a = \vec{v}_e + \vec{v}_n, \quad (1)$$

де \vec{v}_e - вектор відносної швидкості точки, яка спричинена обертальним рухом робочого органу, \vec{v}_n - вектор переносної швидкості точки робочого органу у його поступальному русі разом із машиною (рис. 5).

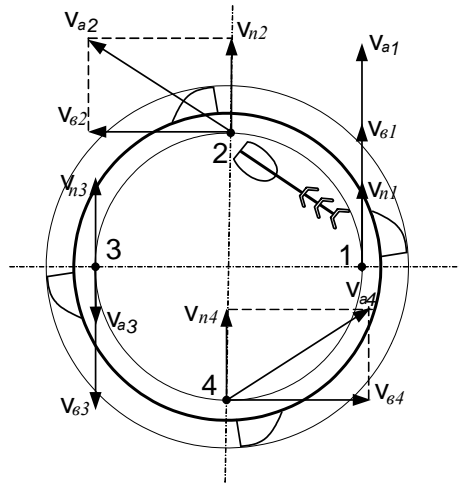


Рис. 5. Зміна напрямку вектора абсолютної швидкості руху робочого органу

Напрямок вектора \vec{v}_a в точках 2 і 4 (рис. 5) є приблизно дотичним щодо поверхні коренеплоду і нормальним щодо залишків гички за умови співвідношення \vec{v}_n до \vec{v}_g як 1 до 2. В точках 1 та 3 \vec{v}_a співпадає з напрямком вектора \vec{v}_n , проте значно відрізняється за значенням. Аналіз розробленої конструкції апарата дає підстави зробити висновок про доцільність руху робочого органу по осі рядка, тому що задовольнятиме умови очистки, а його розрахункова величина забезпечить якісне копіювання головок коренеплодів.

Висновки. Аналіз розробленої конструкції робочого органу показав, що доцільніше використовувати його при русі вздовж рядка (по осі рядка), ніж між рядками, що забезпечить якісне копіювання головок коренеплодів.

Література

1. Хелемендик М. М. Напрями і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин. –К.: Аграрна наука, 2001. -280 с.
2. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки / Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Синій С.В., Булгаков В.М. та ін. – Луцьк: ЛДТУ, 1999. – 168с.

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

4. Свеклоуборочные машины: Конструирование и расчет / Л.В. Погорельый, Н.В. Татьянако, В.В. Брей и др. Под ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983.-168с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 633.522

В.І. Макаєв, П.В. Лук'яненко, к.т.н., Р.Н. Гілязетдінов, к.т.н.
Інститут луб'яних культур Української академії аграрних наук

МЕХАНІЗАЦІЯ ЗБИРАННЯ ЗЕЛЕНЦЕВИХ ПОСІВІВ КОНОПЕЛЬ

У статті описано технологію та комплекс машин, розроблених для механізованого збирання зеленцевих посівів конопель в Інституті луб'яних культур УААН.

Постановка проблеми. Технології вирощування конопель обумовлюються у першу чергу кінцевою продукцією. Вони розподіляються на зеленцевий напрямок для одержання тільки волокна та насіннєвий, так зване двостороннє використання, де продукцією є насіння та волокно.

При зеленцевому напрямку вирощування конопель передбачається отримання волокна високої якості, нехтуючи при цьому насінням. У цьому випадку збирання плосконі та матіркі здійснюється одночасно у період так званої технічної стиглості, коли отримується найбільш висока врожайність волокна при добрій його якості. Можливість одночасного збирання плосконі та матіркі при посівах конопель на зеленець дозволяє механізувати технологічний процес збирання. Кращим строком збирання конопель на зеленець є період, коли виявляється найменша різниця в якості між волокном плосконі та матіркі. Дослідженнями Інституту луб'яних культур встановлено, що найбільш прийнятними строками збирання зеленцевих посівів є період від масового цвітіння до повного відцвітання плосконі.

Для здійснення такої технології ще на початку 80-х років минулого століття у нашому інституті розроблений комплекс машин. Ця технологія передбачала розстилання стебел конопель у стрічку,

зберігаючи при цьому їх паралельність, для вилежування, тобто до приготування трести, підбирання трести або соломи та зв'язування стебел у снопи, тюкування снопів у великі паковки, завантаження паковок на транспортні засоби. Для скошування стебел та розстилення їх у стрічки була розроблена коноплежнивarka ЖК-1,9 (замінила своїх попередників – жниварку ЖК-2,1А та коноплеснопов'язалку ЖСК-2,1), яка використовувалась у двох варіантах – з розстиляльним або в'язальним апаратом. Для підбирання із стрічок сухих стебел конопель у вигляді соломи або трести росяного мочіння із зв'язуванням їх у снопи шпагатом розроблений коноплепідбирач ПКВ-1. Для формування великих паковок із снопів конопель в інституті був розроблений тюковщик ПТ-1, він представляв собою платформу, на якій вручну вкладались снопи, з подальшим пресуванням та обв'язуванням двома нитками поліпропіленового шпагату. Для навантажування та перевезення великих паковок також був розроблений цілий комплекс пристроїв.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що на сьогодні є багато праць, присвячених удосконаленню технологій та комплексу машин для збирання зеленцевих посівів конопель, але, на жаль, вони не забезпечували повної механізації виробничих процесів при збиранні та переробці конопель.

Мета дослідження – розробити технологію та комплекс машин для збирання зеленцевих посівів конопель, які б забезпечували повну механізацію усіх виробничих процесів.

Результати дослідження. У виробництво із даного комплексу машин у 1984 році для збирання зеленцевих посівів конопель були впроваджені коноплежнивarka ЖК-1,9, коноплепідбирач ПКВ-1, які набували широкого практичного використання у господарствах.

З часом традиційна технологія збирання зеленцевих посівів конопель у зв'язку із підвищеними вимогами до якості волокна та його однорідності зазнала значних змін. Ця технологія збирання конопель передбачала використання ручної праці при формуванні паковок, тому вона потребувала значних трудових витрат.

У результаті проведених науково-дослідних робіт в Інституті луб'яних культур розроблена удосконалена технологія збирання зеленцевих посівів конопель, яка передбачає такі операції: скошування та розстилення стебел конопель у стрічки, обертання стрічок, формування трести у рулони.

Як бачимо, запропонована технологія дозволяє повністю механізувати увесь процес збирання. Для скошування пропонується використовувати коноплежниварку ЖК-1,9, для обертання стрічок

(здійснюється з метою прискорення процесу вилежування, одержання якісної та однорідної трести) обертач ОЛК-1, розроблений на базі коноплепідбирача ПКВ-1, а для формування готової трести у рулони – модернізований рулонний прес-підбирач ПРП-1,6.

Основними вузлами коноплежнивarki ЖК-1,9 (рис. 1) є: різальний апарат 1, травовідділювач 2, секційний транспортер 3, голчатий транспортер 4, підбійка 5, розстиляльний апарат 6. Усі вузли машини змонтовані на рамі. У робочому положенні машина спирається на два пневматичні колеса і навісний пристрій трактора, у неробочому – на колеса та опори.

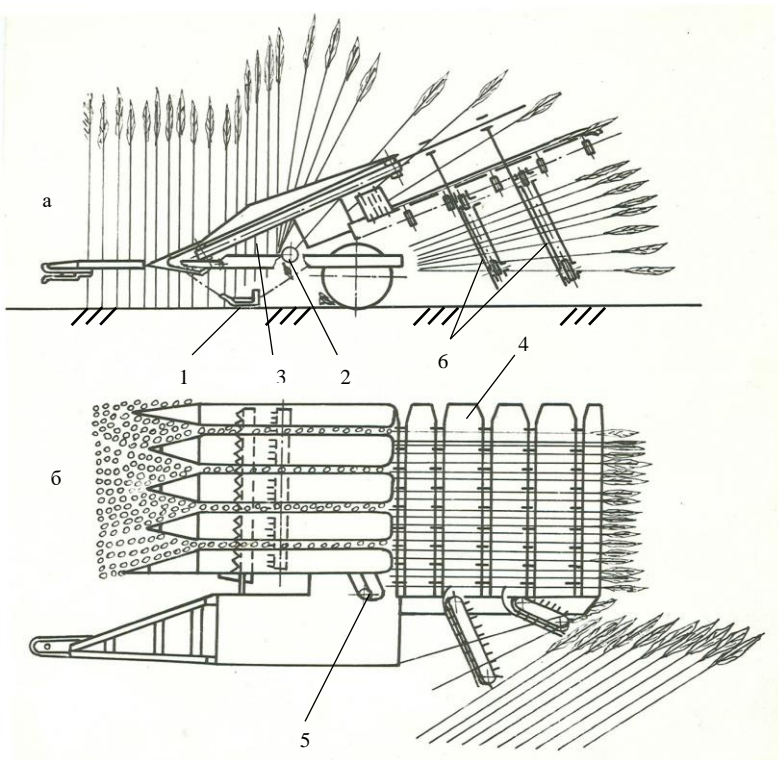


Рис. 1. Схема коноплежнивarki ЖК-1,9 у варіанті з розстиляльним апаратом: а – вигляд збоку; б – вигляд зверху; 1 – різальний апарат; 2 – травовідділювач; 3 – секційний транспортер; 4 – голчатий транспортер; 5 – підбійка; 6 – розстиляльний апарат

Робочий процес коноплежнивarki такий. Під час руху машини вперед подільники своїми прутками підводять стебла до транспортувальних стрічок секційного транспортера, де вони затискаються між пасами. У момент затискання різальний апарат зрізає стебла, після чого вони транспортуються до кінця транспортера і вкладаються на стіл голчатого транспортера. Під час транспортування стебел секційним транспортером комлева їх частина прочісується гребенем травовідділювача, очищаючись при цьому від низькорослих бур'янів, підсіву та плутанини. Укладені на столі голчатого транспортера стебла переміщуються ним до розстиляльного апарата. Під час руху стебел по столу підбійка вирівнює їх за комлями. Розстиляльний апарат вкладає стебла у стрічку під кутом до напрямку руху машини із розворотом їх вершинами назад і вправо в сторону нескошеного поля. Залежно від висоти стеблостою стебла можуть укладатись під кутом 25-80 градусів, щоб не допустити перекриття сусідніх стрічок. Необхідний кут розстилення стебел в бік досягається зміною кутів встановлення укладачів. Стрічка повинна бути прямолінійною, перекриття сусідніх стрічок не допускається, згущення стебел в одному місці стрічки також не допускається.

Багаторічний досвід використання коноплежнивarki ЖК-1,9 на збиранні конопель показує, що найбільша кількість технічних та технологічних простоїв її здійснюється з вини секційного транспортера. При вологості стеблової маси вище 60% робота коноплежнивarki стає практично неможливою через часте спадання транспортувальних пасів секційного транспортера з роликів, що впливає на продуктивність машини та тривалість робочої зміни, які відповідно скорочуються.

Ми провели модернізацію коноплежнивarki ЖК-1,9, яка полягає у створенні нового секційного транспортера, встановленого на коноплежнивarkу (патент України №26149). Головна конструктивна відмінність нового секційного транспортера від існуючого полягає у розташуванні шківів приводу транспортувальних стрічок, які розташовуються в одній площині. Використані комбіновані плоскі паси типу III ТЛН-Б ОСТ-38561-74 із двома клиноподібними виступами на внутрішній поверхні.

Виробничі випробування модернізованої коноплежнивarki, які проводились на збиранні насінневих посівів конопель в Інституті луб'яних культур та інших господарствах Глухівського району Сумської області показали високу її експлуатаційну надійність. Продуктивність машини за 1 годину чистого часу підвищена на 13%, змінного часу на 22 %. На збиранні конопель з підвищеною вологістю

встановлено, що наявність роси на стеблах конопель практично не впливає на продуктивність роботи модернізованої коноплежнивarki.

Як уже зазначалось раніше у технології збирання зеленцевих посівів конопель підбирання розстеленої коноплежнивarkою стрічки після завершення процесу вилежування стебел в ній здійснюється коноплепідбирачем ПКВ-1 з формуванням снопів та зв'язуванням їх шпагатом. Коноплепідбирач ПКВ-1 надійно виконує технологічний процес, однак з причини нерівномірності приготування трести у верхньому та нижньому шарах стрічки, якість отриманого волокна за такої технології залишається невисокою.

Для отримання конопляної трести кращої якості з більш однорідними властивостями та скорочення строків її приготування в Інституті луб'яних культур був розроблений обертач стрічок стебел конопель, в якому при виконанні технологічного процесу стебла з нижньої частини шару переміщуються у верхню і навпаки. При розробленні мобільного стенду для обертання стрічок стебел конопель (рис. 2) за основу його конструкції взята конструкція серійного коноплепідбирача ПКВ-1, яка частково перероблена і доповнена рядом нових вузлів, необхідних для виконання технологічного процесу.

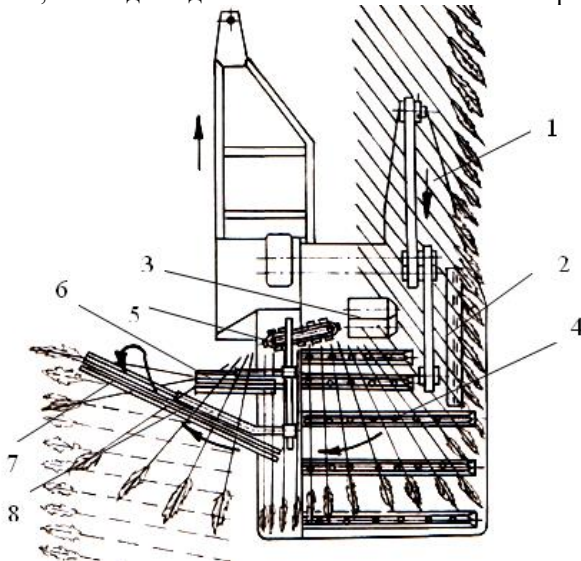


Рис. 2. Схема обертача стрічок стебел конопель: 1 – підбиральний пристрій; 2 – транспортер вершин; 3 – виносні вальці; 4 – голчатий транспортер; 5 – підбійки; 6 і 7 – відповідно передній та задній укладачі; 8 – притискач стебел

Він складається з підбирального пристрою 1, транспортера вершин 2, виносних вальців 3, голчатого транспортера 4, підбійки 5, переднього 6 та заднього 7 укладачів, притискачів стебел 8.

Результати досліджень у 1989-1991 роках показали, що розроблена машина забезпечує якісне обертання стрічок стебел конопель та має задовільні експлуатаційно-технологічні показники роботи. Дослідженнями процесу приготування трести виявлено, що при обертанні стрічок стебел конопель його тривалість скорочується з 56-63 до 35 діб або на 37,5-44%, а отримане з такої трести волокно оцінюється на один сортономер вище, ніж з трести без обертання стрічок.

Для виконання процесу формування рулонів трести конопель в інституті на базі ПРП-1,6 був розроблений мобільний стенд рулонного прес-підбирача для даної культури. Він підбирає стебла із розстеленої стрічки, формує з них рулон, обмотує його шпагатом та викидає на зібрану частину поля. Основними вузлами розробленого мобільного стенда (рис. 3) є: підбирач 1, колісний хід 2, транспортер 3, камера пресування 4, пресувальні паси 5, приводний барабан 6, обмотувальний апарат, редуктор та гідросистема.

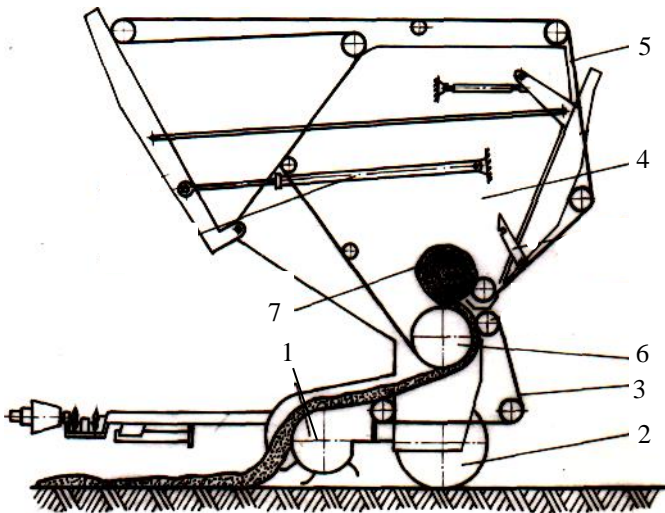


Рис. 3. Схема рулонного прес-підбирача конопель на базі ПРП-1,6: 1 – підбирач; 2 – колісний хід; 3 – транспортер; 4 – камера пресування; 5 – пресувальні паси; 6 – приводний барабан; 7 – рулон

Пресувальна камера прес-підбирача розширена до 1,9 м. Така її довжина дозволяє формувати рулон 7 стебел конопель довжиною до 2,0 м, що цілком прийнятно для даної технології, оскільки коноплежнивarka має ширину захвата 1,9 м, а стебла, які мають довжину більше за 1,8 м, укладаються в стрічку під кутом до напрямку руху з метою недопущення перекриття стрічок. Щільність пресування складає 120-180 кг/м³, при цьому параметри рулону такі: діаметр – до 1,6 м, довжина до 2 м, вага до 350 кг.

Результати дослідження процесу формування рулонів конопель прес-підбирачем показали, що технологічний процес виконується задовільно. При підбиранні стрічки без обертання рулонним прес-підбирачем кут укладання стебел збільшився з 41,1 градуса (у стрічці на полі) до 76 градусів в рулоні. При підбиранні стрічки з обертанням кут укладання стебел також збільшився з 80,2 градуса (у стрічці) до 85 градусів у рулоні, що дуже важливо для їх подальшої переробки на коноплезаводах. Продуктивність рулонного прес-підбирача така ж як і коноплепідбирача ПКВ-1, однак при використанні першого ліквідуються затрати пов'язані із збиранням трести з поля снопами.

Сформовані рулони навантажуються фронтальним навантажувачем ПФ-0,5 з пристроєм для навантаження та укладання рулонів ППУ-0,5 на платформу автомобіля ГАЗ-53А з пристроєм для перевезення рулонів у два ряди. В нижніх рядах розміщується по три рулони, у верхніх – по два. Укладені рулони обв'язуються і транспортуються на коноплезавод.

При використанні рулонної технології збирання зеленцевих конопель витрати праці знижуються в 2,7 раза в порівняно зі сноповою технологією.

Оскільки обладнання існуючих коноплезаводів розраховано на переробку трести зі снопів, то для узгодження нової технології збирання зеленцевих посівів конопель з технологією їх переробки в Інституті луб'яних культур паралельно рулонному прес-підбирачу був розроблений розмотувач рулонів РРК-2, який здійснює розмотування рулонів і подачу сировини безперервно рівномірною стрічкою на приймальний транспортер технологічної лінії переробки.

Після розпаду колишнього СРСР тематика Інституту луб'яних культур з механізації збирання дещо змінилась. Зеленцевим посівам конопель практично не приділялась увага, а тому впровадження розроблених машин у виробництво було призупинено. Ця робота відновлена у 2005 році тому, що переробні підприємства зацікавлені в одержанні високоякісного волокна конопель. Здійснюється як

відновлення застарілих за час зберігання макетних зразків машин для збирання зеленцевих посівів конопель, розроблених в інституті, так і доопрацювання їх конструкторської документації для передачі її на виготовлення дослідних зразків машин.

Висновки. Внаслідок аналізу робіт, виконаних в інституті в напрямку розроблення машин для збирання зеленцевих посівів конопель, можна зробити такі висновки:

1. В Інституті луб'яних культур УААН розроблений комплекс машин для збирання зеленцевих посівів конопель, який забезпечує повну механізацію виробничих процесів не тільки на збиранні, але й у процесі первинної їх переробки.

2. У 2005 році в інституті відновлена робота з удосконалення цієї технології, доопрацьовується конструкторська документація макетних зразків для передачі її на виготовлення дослідних зразків.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 633.521

В.І. Макаєв

Інститут луб'яних культур Української академії аграрних наук

РЕЗУЛЬТАТИ РОБІТ ЗІ СТВОРЕННЯ ЛЬОНОПІДБИРАЧА-МОЛОТАРКИ

У статті описані основні робочі органи макетного зразка льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1, який був розроблений та виготовлений в Інституті луб'яних культур Української академії аграрних наук.

Постановка проблеми. Відсутність виробництва льонозбиральної техніки на Україні вважається однією з основних причин значного скорочення посівів льону, яке призвело до занепаду льонарства. Крім того, використання льонокомбайнів потребує значних енергетичних витрат на сушінні вороху та його переробки, виділення з нього насіння. За даними Всеросійського науково-дослідного інституту льону, незворотні втрати насіння льону при збиранні льонокомбайном, сушінні та переробці вороху сягають 20% [1, 2].

Інститутом луб'яних культур УААН розроблена і випробувана ресурсоощадна роздільна технологія збирання льону-довгунцю.

Роздільний спосіб збирання льону передбачає брання стебел льону в період ранньої жовтої фази стиглості та розстилення їх у стрічки з подальшим обмолотом на 5-6 день і одночасним обертанням обмолочених стебел.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що на сьогодні є багато праць, присвячених розробленню машин для збирання льону-довгунцю роздільним способом [1, 2], але при цьому мало уваги присвячено створенню машин для одночасного обмолоту та обертання стебел льону зі стрічок.

Мета дослідження – розробити макетний зразок льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1 для роздільного способу збирання льону-довгунцю.

Результати дослідження. Для здійснення обмолоту та обертання стебел льону із стрічок в Інституті луб'яних культур УААН розроблений та виготовлений макетний зразок льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1 [3, 4]. Макетний зразок льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1 (рис. 1) є причіпною машиною, що експлуатується з тракторами класу 1,4 і складається з підбирального пристрою 1, затискного транспортера 2, плющильних вальців 3, обчісувального апарата 4, обертального пристрою 5, теркового апарата 6, грохота 7, вентилятора 8, елеватора 9, бункера 10, які змонтовані на рамі, що спирається на два пневматичні колеса. Робоча ширина захвату агрегату 1,5 м (одна стрічка льону). Продуктивність за годину експлуатаційного часу не менше 0,6 га. Вага макетного зразка 2900 кг. Розробка захищена патентом України на винахід [5].

Технологічний процес, який виконує льонопідбирач-молотарка, такий. Під час руху агрегату підбиральний пристрій піднімає стрічку стебел льону і подає до затискного транспортера. Затискний транспортер затискає прикореневу частину стебел і утримує їх, переміщаючи спочатку через плющильні вальці, які плющать насінневу частину стебел, частково руйнуючи коробочки, та вимолочують насіння, яке потрапляє до теркового апарата. Далі затискний транспортер проводить насінневу частину стебел через очісувальний апарат гребеневого типу, який прочісує стебла і відокремлює від них коробочки. Очісані стебла затискним транспортером подаються в обертальний пристрій, який транспортує їх до землі й обертає на 180°. Продукти очісування надходять в терковий апарат, де перетираються вальцями і потрапляють на грохот. Тут насіння очищається від полови і легких домішок під дією повітряного потоку від вентилятора, потім очищене насіння елеватором транспортується в бункер.

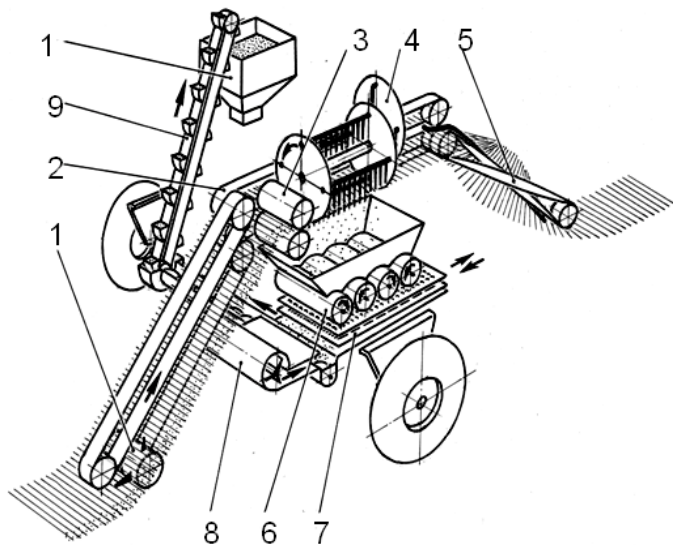


Рис. 1. Льюнопідбирач-молотарка ПМЛ-1

Рама машини виконана зварна і спирається на два пневматичних колеса. Сниця рами розташована з правої сторони рами так, щоб підбиральний пристрій машини піднімав стрічку стебел льону, що лежить із правої сторони трактора, до якого причеплена машина.

Підбиральний пристрій призначений для підбору розстелених на стелищі стрічок льону. Робочими органами підбиральних барабанів є сталі стрижні (пальці), встановлені в рядах на певній відстані один від одного. Робочий процес підбирального пристрою складається з трьох фаз: підгрибання стрічки льону, яка лежить на стелищі; піднімання стрічки льону вгору і передача її до наступного робочого органу. Підбір стебел з поверхні землі повинен здійснюватись без перекосів і затаскування підбиральним барабаном у місця переходу на транспортуючий пристрій, а зубці повинні забезпечувати якісний підбір при нерівному рельєфі. Аналіз підбиральних пристроїв показав, що найбільше відповідає поставленим вимогам підбиральний пристрій барабанного типу з кулісним приводом підбиральних пальців. Попередніми дослідженнями встановлено, що внаслідок того, що його привод здійснюється пасом, який є частиною транспортера, процес переходу стрічки з барабана на транспортер подачі її до затискного транспортера здійснюється без забивання.

Транспортер подає стрічку стебел льону, підняту пальцями барабана, у затискний транспортер, який складається з верхнього й нижнього ведучих пасів, натяг яких регулюється натяжним пристроєм.

Крім підбирального барабана 1 і транспортера 2 підбиральний пристрій містить активний уловлювач насіння (рис. 2), який розташований під зоною переміщення необмолоченої верхівкової частини стебел 3 і складається із короба 4 та пасово-планчатого транспортера, розташованого в нижній частині короба. Пасово-планчатий транспортер 5 складається із плоского паса з клиновидними виступами на внутрішній поверхні. На поверхні паса закріплені планки 6, які запобігають висипанню насінню з коробочок скочуватися вниз по пасу.

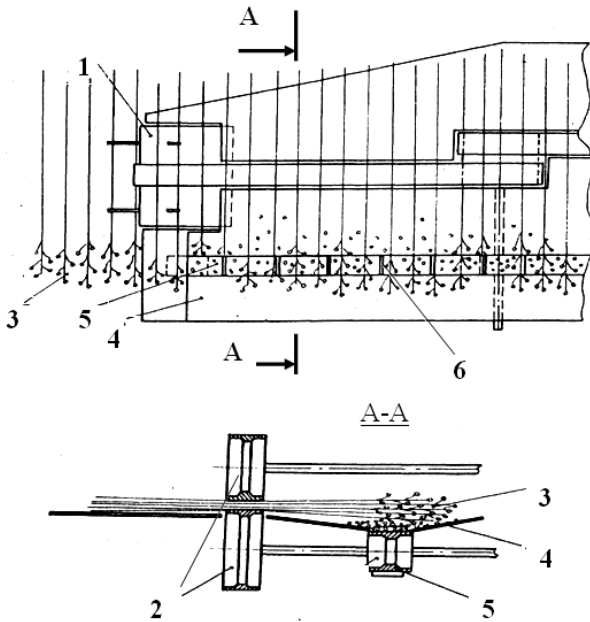


Рис. 2. Активний уловлювач насіння

Установка в підбиральному пристрої, яка розміщується під зоною переміщення верхівкової частини стебел активного уловлювача насіння дозволяє збирати насіння, яке висипається з насінневих коробочок на стеблах, що рухаються, і транспортувати поступово їх у молотильний апарат.

Активний уловлювач насіння, захищений патентом України на корисну модель [6].

Під час роботи підбиральний пристрій спирається на опорне колесо у транспортне положення пристрій приводиться за допомогою гідроциліндра.

Затискний транспортер перехоплює стрічку стебел льону із транспортера підбирального пристрою, і переміщає її у зону очісування. Він має верхню й нижню гілки з пасами спеціального профілю типу ЛКВ 0008 з прогумованої тканини. Пас верхньої гілки притискається до паса нижньої гілки роликками, які попарно зібрані в підпружинених каретках.

Плющильні вальці розташовані перед очісувальним барабаном у зоні проходження верхівкової частини стебел льону, переміщуваних затискним транспортером.

Вальці мають циліндричну форму, виготовлені із сталльної труби, на поверхню вальців нанесений шар гуми. Верхній валець підпружинений. Тиск пружин на підшипники вальця регулюється натяжними болтами. Вальці мають однаковий діаметр, але різну швидкість обертання і відповідно різні колові швидкості на робочих поверхнях вальців, що забезпечує їхнє самоочищення та часткове виділення насіння із приплюснених коробочок.

Очісувальний барабан являє собою вал із двома дисками, в отворах яких на підшипниках обертаються осі чотирьох очісувальних гребенів. На гребенях зубці розташовані з перемінним кроком, який зменшується у напрямку просування стебел льону.

Гребені зв'язані важелями з третім диском, закріпленим ексцентрично на валу барабана, завдяки чому зберігається постійний нахил зубів при обертанні барабана. Привод вала барабана здійснюється через обгінну муфту.

Тертка розташована під очісувальним барабаном і складається із двох пар сталльних вальців, на яких наварений шар гуми товщиною 6 мм, встановлених в один ряд. Середні вальці встановлені жорстко, а крайні підпружинені, тобто пару утворюють один валець підпружинений, а другий, що встановлений жорстко (рис. 3). Вальці в парі мають різну швидкість обертання. Мінімальний зазор між робочими поверхнями вальців 1-2 мм.

У зв'язку з тим, що продукти очісування, особливо плутанина, коли проходять через робочі пари вальців, потрапляють між жорстко встановленими вальцями, що призводить до їх заклинювання або утворення намоток. Тому для запобігання такому явищу між жорстко встановленими вальцями встановлений обмежувач заходження між

середніми вальцями плутанини у вигляді пластини зі зрізаними краями 5.

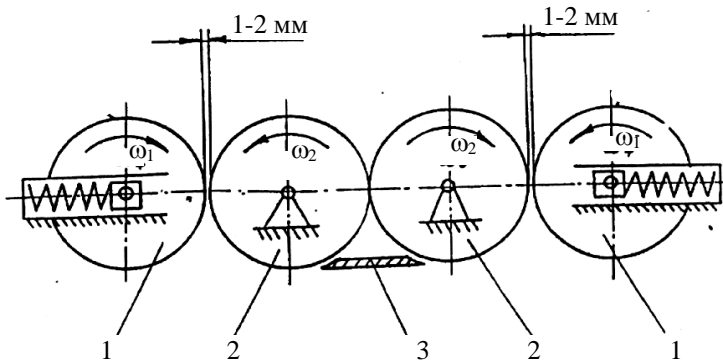


Рис. 3. Терковий апарат

Решітний стан розташований під терткою і складається з двох решіт, розташованих одне під іншим, та піддону.

Решета та піддон, підвішені на двох важелях і підвісках, одержують коливальний рух на важелі через шатуни від ексцентрикового вала. Решета з піддоном коливаються у протилежних напрямках, тобто ворох по верхньому решету рухається у тому напрямку, що і стрічка стебел льону. Насіння, яке потрапляє на піддон, спрямовується до гвинтового шнека елеватора.

Вентилятор, виконаний у вигляді вала з лопатями, рівними за довжиною ширині решітного стану. Кожух вентилятора примикає до вихідної частини піддону решітного стану.

Транспортер подачі насіння в бункер складається з горизонтального гвинтового транспортера (шнека) і вертикального ковшового елеватора.

Робочим органом ковшового елеватора є ковші, які спрямовують у бункер насіння.

Бункер призначений для збору насіння виконаний зі сталевого листа й прокату, встановлений на рамі машини.

Обертальний пристрій виконано у вигляді стрічкового транспортера з перехресною транспортувальною стрічкою, яка має виступаючі металеві пальці висотою 15 мм (у два ряди по ширині стрічки). Верхній шків стрічкового транспортера – приводний, а нижній – натяжний. Транспортер розташований за затискним

транспортером, стрічка стебел льону при виході із затискного транспортера попадає на нього.

Зверху над стрічкою транспортера проходять дві гвинтоподібні дротові направляючі, які утримують стрічку льону на транспортері під час її обертання. Обертаючий пристрій із робочого в транспортне положення переводиться за допомогою гідроциліндра.

Привод усіх робочих органів здійснюється за допомогою ланцюгових, пасових передач і редукторів від вала відбору потужності трактора, з яким агрегується машина.

Висновки. Польові випробування макетного зразка льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1, в умовах 2004-2005 років на збиранні насінневих посівів льону в Інституті луб'яних культур УААН показали, що макетний зразок задовільно виконує заданий технологічний процес за прийнятних агротехнічних показників. Під час випробування у 2004 році макетним зразком було обмолочено льон з площі 60 га, у 2005 році 54 га. Одержане насіння мало вологість 8-10%, тобто воно не потребувало додаткового сушіння.

Література

1. Льноуборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

2. Шолодько В.А., Гиренко И.А. Нужны два способа уборки льна // Лен и конопля. – 1987. – №5. – С. 28 – 29.

3. Макаєв В.І., Роздільна ресурсощадна технологія збирання льону-довгунцю // 36. наук. праць ІМЕСГ. Вип. 87. – Глеваха: ІМЕСГ, 2003. – С. 149 – 153.

4. Макаєв В.І. Удосконалення роздільного способу збирання льону-довгунця з метою поліпшення якості продукції // Проблеми легкой и текстильной промышленности Украины. – 2004. – №1. – С. 96 – 100.

5. Пат. 46989 А Україна, МКИ А01D45/06. Льнопідбирач-молотарка / В.І. Макаєв, Р.Н. Гілязетдінов, В.І. Харьков, О.В. Головій, В.І. Токаренко, В.С. Брагинець. – №2001042171; Заявл. 03.04.2000; Опубл. 15.05.03, Бюл. №5.

6. Пат. 39 А Україна, МКИ А01D45/06. Льнопідбирач-молотарка / В.С. Головій, Ю.І. Власенко, М.В. Рудніков, В.І. Макаєв. – №95020534; Заявл. 07.02.1995; Опубл. 28.02.1997, Бюл. №1.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

В.М. Максимович, д.ф-м.н, М.С. Драган, к.ф-м.н, О.С. Приходько
 Луцький державний технічний університет

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМІВНИЙ СТАН ПЛАСТИНИ З ЕЛІПТИЧНИМ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНИМ ВКЛЮЧЕННЯМ

Розглядається задача про визначення пружно-пластичного стану в пластинці з еліптичним включенням з іншого матеріалу. Пластинка перебуває під дією однорідного навантаження на нескінченності. Приймається, що пластинка деформується лише пружно, а включення може деформуватись пластично.

Постановка проблеми. В конструкторських матеріалах пластинчастої форми часто присутні включення з інших м'яких матеріалів. При робочих навантаженнях, які прикладені до таких конструкцій, основний матеріал деформується лише пружно, тоді як більш м'який матеріал включення може перейти в пластичний стан, що безумовно погіршує якість конструкторського матеріалу. Необхідно визначити навантаження, при яких відбувається перехід включення в пластичну область, а також дослідити напруження, що в ньому виникають.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ця задача у пружній постановці була розв'язана Н. Гардіманом [1] та Г.П. Черепановим [2] з урахуванням температурних деформацій. Проте в цих працях не було враховане пластичне деформування включення.

Метою дослідження було розв'язання задачі про визначення напружено-деформівного стану пластини під дією навантажень, прикладених до пластини на нескінченності.

Результати досліджень. Розглянемо нескінченну ізотропну

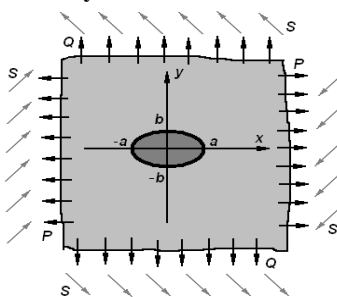


Рис. 1. Схема задачі

пружну пластинку (матрицю), в яку без попередніх напружень впаєне однорідне ізотропне еліптичне ядро (включення) з іншого матеріалу, півосі якого рівні a і b . Пов'яжемо з геометричним центром включення декартову систему координат Oxy і проведемо осі так, як показано на рис.1.

Прийемо, що матриця розтягується на нескінченності зусиллями:

$$\sigma_{xx}^{\infty} = P; \sigma_{yy}^{\infty} = Q; \tau_{xy}^{\infty} = S, \quad (1)$$

так, що включення переходить у пластичний стан, а матриця залишається в пружному стані. Позначимо модулі Юнга і коефіцієнти Пуассона включення і пластинки відповідно через E_0, ν_0 і E, ν . Відомо, що при розгляді поставленої задачі у пружній постановці у включенні виникають сталі напруження [1, 2]. Тому очевидно, що і при пружно-пластичному деформуванні включення напруження та компоненти тензора пластичних деформацій у включенні будуть також сталими величинами.

Позначимо невідомі пластичні деформації, які виникнуть у включенні через $\varepsilon_{xx}^0, \varepsilon_{yy}^0, \varepsilon_{xy}^0$.

Припустимо, що ці деформації є відомими величинами. Тоді задача зводиться до розв'язування поставленої задачі у пружній постановці, коли у включенні додатково мають місце початкові деформації $\varepsilon_{xx}^0, \varepsilon_{yy}^0, \varepsilon_{xy}^0$.

Допоміжна задача теорії пружності. Для знаходження розв'язку задачі теорії пружності розглянемо окремо матрицю і включення.

а) Розв'язок задачі для матриці. Позначимо через p, q, s - невідомі (сталі) напруження у включенні. Тоді приходимо до задачі теорії пружності для області з еліптичним отвором з пружними сталими E і ν та прикладеними на нескінченності зусиллями (1), коли на границі отвору вектор напружень має компоненти:

$$p_1 = pn_1 + sn_2; \quad p_2 = sn_1 + qn_2, \quad (2)$$

де n_1, n_2 - напрямні косинуси нормалі до границі отвору.

Розв'язок цієї задачі представимо у вигляді суми двох складових. Перша складова відповідає навантаженню:

$$\sigma_{xx}^{\infty} = P - p, \quad \sigma_{yy}^{\infty} = Q - q, \quad \tau_{xy}^{\infty} = S - s,$$

при вільній від навантаження границі отвору. На основі [3] комплексні потенціали Колосова-Мусхелішвілі для даної задачі запишуться у вигляді

$$\begin{aligned} \varphi(\zeta) &= (P - p)\varphi_0(\zeta, 0) + (Q - q)\varphi_0\left(\zeta, \frac{\pi}{2}\right) + (S - s)\left[\varphi_0\left(\zeta, \frac{\pi}{4}\right) + \varphi_0\left(\zeta, -\frac{\pi}{4}\right)\right]; \\ \psi(\zeta) &= (P - p)\psi_0(\zeta, 0) + (Q - q)\psi_0\left(\zeta, \frac{\pi}{2}\right) + (S - s)\left[\psi_0\left(\zeta, \frac{\pi}{4}\right) + \psi_0\left(\zeta, -\frac{\pi}{4}\right)\right], \end{aligned} \quad (3)$$

де

$$\varphi_0(\zeta, \alpha) = \frac{R}{4} \left(\zeta + \frac{2e^{2i\alpha} - m}{\zeta} \right),$$

$$\psi_0(\zeta, \alpha) = -\frac{R}{2} \left(e^{-2i\alpha} \zeta + \frac{e^{2i\alpha}}{m\zeta} - \frac{(1+m^2)(e^{2i\alpha} - m)}{m} \frac{\zeta}{\zeta^2 - m} \right).$$

Тут введена змінна ζ , яка пов'язана зі $z = x + iy$ співвідношенням

$$z = R \left(\zeta + \frac{m}{\zeta} \right), \quad R = \frac{a+b}{2}, \quad m = \frac{a-b}{a+b}.$$

Зазначимо, що комплексні потенціали $\varphi_0(\zeta, \alpha)$ і $\psi_0(\zeta, \alpha)$ відповідають розтягу пластинки на нескінченності зусиллями одиничної величини вздовж осі, що нахилена під кутом α до осі Ox . Переміщення $(u_1^{(1)}, v_1^{(1)})$ на границі отвору для даної задачі мають вигляд

$$g(\zeta) = (P-p)g_0(\zeta, 0) + (Q-q)g_0\left(\zeta, \frac{\pi}{2}\right) + (S-s)\left[g_0\left(\zeta, \frac{\pi}{4}\right) + g_0\left(\zeta, -\frac{\pi}{4}\right)\right], \quad (4)$$

де

$$g = 2G(u_1^{(1)} + iv_1^{(1)}),$$

$$g_0(\zeta, \alpha) = 0,25R(1+\kappa) \left[\zeta + \frac{2e^{2i\alpha} - m}{\zeta} \right] =$$

$$= \frac{1+\kappa}{4(1-m^2)} \left[(1-2me^{2i\alpha} + m^2)z + 2(e^{2i\alpha} - m)\bar{z} \right],$$

$\kappa = \frac{3-\nu}{1+\nu}$ – для плоского напруженого стану, $\kappa = 3-4\nu$ – для плоскої деформації, G - модуль зсуву.

Тут використано співвідношення

$$\zeta = \frac{z - \bar{z}}{R(1-m^2)}, \quad \bar{\zeta} = \frac{1}{\zeta},$$

які справедливі для точок, що лежать на границі отвору.

Друга складова відповідає задачі теорії пружності для однорідної нескінченної пластинки, що навантажена на нескінченності зусиллями $\sigma_{xx}^\infty = p$, $\sigma_{yy}^\infty = q$, $\tau_{xy}^\infty = s$. Переміщення для даної складової дорівнюють

$$u_1^{(2)} = \frac{p-vq}{E}x + \frac{s}{2G}y, \quad v_1^{(2)} = \frac{q-vp}{E}y + \frac{s}{2G}x. \quad (5)$$

Додаючи залежності (4) і (5), знаходимо переміщення на границі отвору, що виникають у першій задачі ($u_1 = u_1^{(1)} + u_1^{(2)}$, $v_1 = v_1^{(1)} + v_1^{(2)}$):

$$u_1 = \frac{1}{E} \left[(1-\nu)q - 2\frac{1-m}{1+m}p + \frac{3-m}{1+m}P - Q \right] x + \left[\frac{4S}{(1-m)E} - \frac{m+\kappa}{2G(1-m)}s \right] y,$$

$$v_1 = \frac{1}{E} \left[(1-\nu)p - 2\frac{1+m}{1-m}q + \frac{3+m}{1-m}Q - P \right] y + \left[\frac{4S}{(1+m)E} - \frac{\kappa-m}{2G(1+m)}s \right] x. \quad (6)$$

б) *Розв'язок задачі для включення.* Для його знаходження розглянемо еліпс із пружними сталими E_0 і ν_0 , в якому задані сталі початкові деформації, а на границі прикладені зусилля (2). Відомо, що сталі початкові деформації в обмеженій пластинці напружень не викликають. Тому напруження в пластинці виникнуть тільки від прикладеного до границі навантаження і будуть мати вигляд:

$$\sigma_{xx}^{(2)} = p; \quad \sigma_{yy}^{(2)} = q; \quad \tau_{xy}^{(2)} = s.$$

Для знаходження переміщень u_2 , v_2 використаємо співвідношення, що впливають із закону Гука при врахуванні початкових деформацій:

$$u_2 = \left[\frac{1}{E_0} (p - \nu_0 q) + \varepsilon_{xx}^0 \right] x + \left(\frac{s}{2G_0} + \frac{\varepsilon_{xy}^0}{2} - \frac{C}{E_0} \right) y;$$

$$v_2 = \left[\frac{1}{E_0} (q - \nu_0 p) + \varepsilon_{yy}^0 \right] y + \left(\frac{s}{2G_0} + \frac{\varepsilon_{xy}^0}{2} + \frac{C}{E_0} \right) x, \quad (7)$$

де C – дійсна стала, яка враховує поворот включення, як жорсткого цілого.

Враховуючи залежності (6) і (7), з умови рівності переміщень на границі спаю отримаємо рівняння:

$$\frac{1}{E} \left[(1-\nu)q - 2\frac{1-m}{1+m}p + \frac{3-m}{1+m}P - Q \right] = \frac{1}{E_0} \cdot (p - \nu_0 q) + \varepsilon_{xx}^0; \quad (8)$$

$$\frac{1}{E} \left[(1-\nu)p - 2\frac{1+m}{1-m}q + \frac{3+m}{1-m}Q - P \right] = \frac{1}{E_0} \cdot (q - \nu_0 p) + \varepsilon_{yy}^0; \quad (9)$$

$$\frac{2S}{(1-m)(1+\nu)G} - \frac{m+\kappa}{2G(1-m)}s = \frac{s}{2G_0} + \frac{\varepsilon_{xy}^0}{2} - \frac{C}{E_0}; \quad (10)$$

$$\frac{2S}{(1+m)(1+\nu)G} - \frac{m-\kappa}{2G(1+m)}s = \frac{s}{2G_0} + \frac{\varepsilon_{xy}^0}{2} + \frac{C}{E_0}. \quad (11)$$

Розв'язок задачі теорії пластичності. Будемо розглядати випадок, коли при навантаженні пластинки у включенні може виникнути пластичне деформування та прийmemo

$$P = P(\tau), \quad Q = Q(\tau), \quad S = S(\tau),$$

де τ – параметр навантаження.

Для знаходження невідомих напружень і пластичних деформацій використаємо співвідношення деформаційної теорії пластичності [4, 5]

$$p^2 - pq + q^2 + 3s^2 = \sigma_T^2; \quad (12)$$

$$\varepsilon_{xx}^0 = \frac{2p-q}{3}\varphi, \quad \varepsilon_{yy}^0 = \frac{2q-p}{3}\varphi, \quad \varepsilon_{xy}^0 = s\varphi, \quad (13)$$

де φ – невідома функція. Залежність $\sigma_T = \sigma_T(\varphi)$ задається на основі діаграми деформування. Для ідеально-пластичного включення $\sigma_T = const$.

Таким чином, розв'язок поставленої задачі зводиться до системи рівнянь (8-13) для визначення невідомих величин:

$$p, q, s, \varepsilon_{xx}^0, \varepsilon_{yy}^0, \varepsilon_{xy}^0, \varphi, C.$$

Розв'язок отриманої системи рівнянь проводився на ПК з використанням Maple.

Числовий аналіз задачі. Проведено числовий аналіз задачі для випадку, коли включення з алюмінієвого сплаву АМцМ [6], для якого $\sigma_T = 50$ МПа; $E_0 = 0,71 \cdot 10^5$ МПа; $\nu_0 = 0,3$; а пластина – стальна (Ст3), для якої $\sigma_T = 210$ Мпа; $E = 2 \cdot 10^5$ Мпа; $\nu = 0,3$.

На рис. 2, а і 2, б показана залежність σ_{xx} і σ_{yy} вздовж осі Ох, якщо $a/b = 2$ і пластинка розтягується на нескінченності зусиллям $P = \sigma_{xx}^\infty = 50$ МПа.

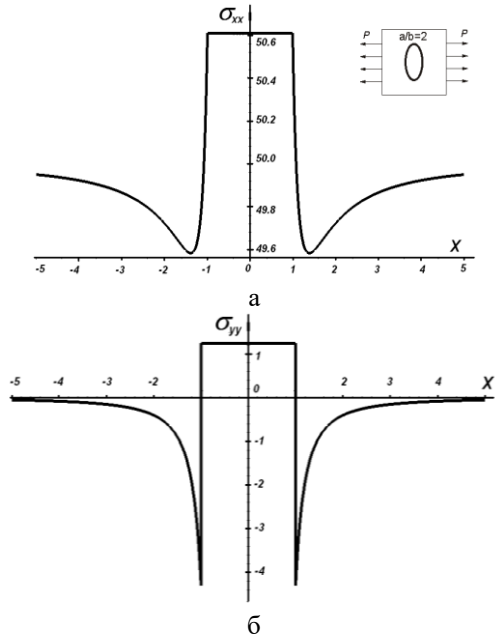


Рис. 2. Розподіл напружень в пластинці

Залежність σ_{xx}^0 і σ_{yy}^0 від зусиль σ_{xx}^∞ і σ_{yy}^∞ показана на рис. 3 і 4 для різних значень a/b для одностороннього розтягу і двостороннього розтягу відповідно.

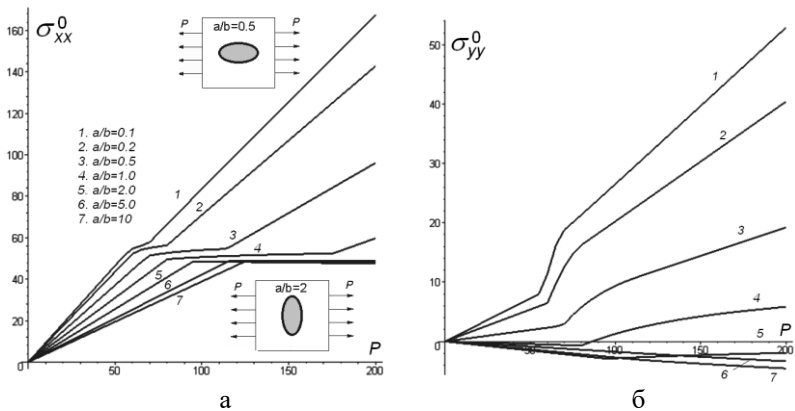


Рис. 3. Залежність напружень у включенні від навантаження на нескінченності при односторонньому розтягу

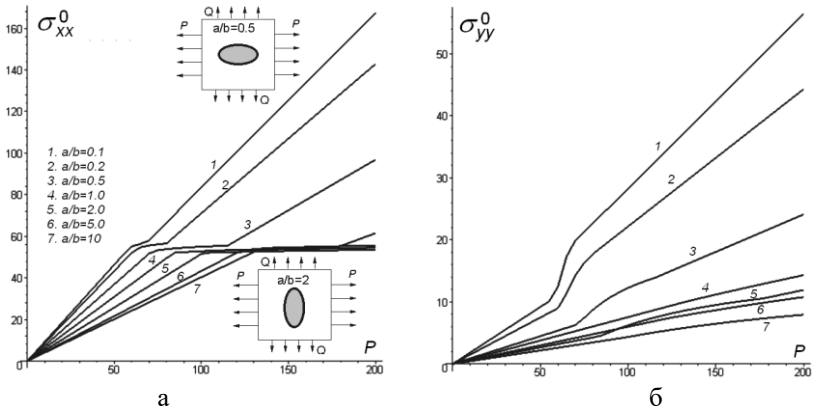


Рис. 4. Залежність напружень у включенні від навантаження на нескінченності при двосторонньому розтягу

Висновки. Як видно із наведених залежностей (рис. 2-4), напруження у включенні в пружній області зростає лінійно, а в пластичній області спостерігається явна нелінійність напружень від зростання зусиль на нескінченності при різних геометричних параметрах включення. При розрахунках контролювалось, щоб напруження в пластині не перевищували σ_T для матеріалу пластини.

Література

1. Hardiman N. Elliptic elastic inclusion in an infinite elastic plate. Quart. J Mech. Appl. Math. – v7, Part 2. – 1954, pp.226-230.
2. Черепанов Г.П. Механика разрушения композиционных материалов. – М.: Наука, 1983. – 296с.
3. Мухелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука, 1966. – 708с.
4. Малинин Н.Н., Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1968. – 400с.
5. Самуль В.И. Основы теории упругости и пластичности. М.: Высшая школа, 1970. – 288с.
6. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.М. Справочник по сопротивлению материалов. - К.: Наукова думка, 1988. – 736с.

ДО ТЕОРІЇ ВИЗНАЧЕННЯ ЗГЛАДЖУЮЧОЇ ЗДАТНОСТІ ЗМІШУВАЧІВ

Наведено методикою оцінки згладжуючої здатності змішувачів. Отримано залежність для визначення розподілу зміни концентрації потоку суміші при проходженні її через змішувач.

Постановка проблеми. Продуктивність дозуючих пристроїв, що подають компоненти в змішувач, величина не постійна, а коливається в деяких межах. Для забезпечення заданого співвідношення компонентів у приготівленій суміші змішувач, поряд із якісним перемішуванням компонентів, повинен забезпечувати згладжування флуктуацій вхідного потоку. При визначенні згладжуючої здатності змішувача безперервної дії, останній розглядається як перетворювач сигналів. У результаті дії перетворювача подана в нього функція $x(t)$ трансформується в іншу функцію $y(t)$, що фіксується на виході [1]:

$$y(t) = W(p)x(t), \quad (1)$$

де $W(p)$ - передаточна функція.

Встановлення передаточної функції спрощується у випадку, коли змішувач можна розбити на декілька типових ланок із відомими передаточними функціями. Якщо структура потоку в середині змішувача невідома, то знайти її передаточну функцію аналітичним шляхом неможливо. В такому випадку, для знаходження передаточної функції необхідно провести дослідження динамічних властивостей змішувача.

Аналіз останніх досліджень публікацій. Теоретичні основи дослідження структури потоку матеріалу методом імпульсного збурення викладені в працях В.В. Кафарова [2, 3, 4]. Але в даних дослідженнях не враховується зміна щільності матеріалу у змішувачі. Крім того, при визначенні концентрації у вхідному потоці матеріалу використовується залежність виду:

$$C_0 = \frac{g}{V}, \quad (2)$$

де g - кількість введенного індикатора; V - об'єм змішувача.

Аналіз приведеної залежності (2) дозволяє стверджувати, що вона справедлива для механізмів ідеального змішування із

коефіцієнтом їх заповнення $k=1$. В даних механізмах частинки матеріалу миттєво рівномірно розподіляються по всьому його об'ємі.

Мета дослідження - встановлення залежностей для визначення основних характеристик розподілу потоку компонентів суміші у змішувачі.

Результати дослідження. Для встановлення основних характеристик розподілу елементів потоку матеріалу під час перебування його в змішувачі застосовуємо метод імпульсного збурення. При дослідженнях, приймаємо допущення, що поведінка індикатора в середині змішувального пристрою тотожна поведінці компонентів суміші.

Доля індикатора, який вийшов зі змішувача за час від t до $t+dt$, при миттєвому його введенні становить:

$$dp = \frac{dg}{g} = \frac{V_{m.e.} C(t) dt}{\int_0^{\infty} V_{m.e.} C(t) dt}, \quad (3)$$

де dg - кількість індикатора, час перебування якого в змішувачі змінюється від t до $t+dt$, г; g - загальна кількість введеного індикатора, г; $V_{m.e.}$ - масова швидкість потоку ОМС на виході із змішувача, г/с; $C(t)$ - концентрація індикатора на виході із змішувача, г/г.

Для порівняння декількох функцій розподілу трансформуємо їх у безрозмірний вид.

Введемо безрозмірний час θ та безрозмірну концентрацію $C(\theta)$:

$$\theta = \frac{t}{\bar{t}}; \quad (4)$$

$$C(\theta) = \frac{C(t)}{C_0}, \quad (5)$$

де t - поточне значення часу, с; \bar{t} - середній час перебування індикатора у змішувачі, с; C_0 - концентрація індикатора на вході у змішувач.

Для визначення середнього часу \bar{t} перебування індикатора у змішувачі, можна записати залежність

$$\bar{t} = \frac{m_{3m.}}{V_{m.e.}}, \quad (6)$$

де m_{3M} - маса суміші, що міститься у змішувачі підчас його роботи, г.

Початкову концентрацію індикатора у вхідному потоці визначаємо із такого співвідношення:

$$C_0 = \frac{g}{V_{m.вх.} t_1}, \quad (7)$$

де $V_{m.вх.}$ - масова швидкість вхідного потоку компонентів суміші у змішувач, г/с; t_1 - тривалість введення індикатора, с.

На основі (5) використовуючи (7) отримаємо:

$$C(t) = C(\theta) C_0 = C(\theta) \frac{g}{V_{m.вх.} t_1}. \quad (8)$$

Використовуючи залежність (4), можна записати:

$$dt = \bar{t} d\theta. \quad (9)$$

З урахуванням (6) вираз (9) набере вигляду:

$$dt = \frac{m_{3M}}{V_{m.с.}} d\theta. \quad (10)$$

Після підстановки виразів (8), (10) у формулу (3) маємо:

$$dp = \frac{V_{m.с.} C(\theta) \frac{g}{V_{m.вх.} t_1} \frac{m_{3M}}{V_{m.с.}} d\theta}{g}. \quad (11)$$

Після спрощення отримаємо:

$$dp = C(\theta) \frac{m_{3M}}{V_{m.вх.} t_1} d\theta. \quad (12)$$

Звідки визначаємо $C(\theta)$:

$$C(\theta) = \frac{dp V_{m.вх.} t_1}{m_{3M} d\theta}. \quad (13)$$

Підставивши (3) у (13) отримаємо:

$$C(\theta) = \frac{\frac{V_{m.с.} C(t) dt}{\int_0^{\infty} V_{m.с.} C(t) dt}}{m_{3M} d\theta}. \quad (14)$$

Виразимо із (9) $d\theta$ та підставимо у (14), отримаємо:

$$C(\theta) = \frac{V_{m.вх.} t_l}{m_{зм.}} \frac{C(t)}{\int_0^{\infty} C(t) dt} \bar{t}. \quad (15)$$

Отримана залежність (15) дозволяє визначити безрозмірну концентрацію індикатора у вихідному потоці. Безрозмірна концентрація $C(\theta)$ є функцією відгуку системи на збурення за складом потоку.

Висновки. Використання отриманих залежностей дозволяє побудувати C -криву. Аналіз C -кривої дає можливість визначити розподіл зміни концентрації потоку суміші при проходженні її через змішувач. Величина кута нахилу дотичної до C -кривої характеризує згладжуючу здатність змішувача. Чим менший кут нахилу дотичної до C -кривої, тим вища згладжуюча здатність змішувача.

Література

1. Макаров Ю.И. Аппараты для смешивания сыпучих материалов. - М.: Машиностроение, 1973. - 216с.
2. Кафаров В.В. и др. Принципы математического моделирования химико-технологических систем. Введ. в системотехнику хим. производств. - М.: Химия, 1974. - 344 с.
3. Кафаров В.В., Глебов М.Б. Математическое проектирование основных процессов химических производств. - М.: Высш. шк., 1991. - 400 с.
4. Кафаров В.В. и др. Моделирование и системный анализ биохимических производств. - М.: Лесная промышленность, 1985. - 280 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

Я.В. Семен, Р.І. Паславський, к.т.н.
Львівський державний аграрний університет

РОЗШИРЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ТРОСОВОГО СТРУШУВАЧА ЗА ПОТОКОВОГО МЕТОДУ ЗБИРАННЯ ПЛОДІВ

Розглядається спосіб розширення технологічних можливостей тросового віброударного струшувача з системою акумулювання енергії завдяки формуванню збирально-транспортного комбінованого агрегату на базі мобільного енергетичного засобу класу 0,6, також агрегатованого напівприцепом для транспортування плодів у процесі потокового методу збирання врожаю.

Постановка проблеми. Високий рівень екологічної чистоти продуктів садівництва та їх відносно невелика вартість стимулює інвесторів до організації сучасних переробних підприємств різних форм власності, які останніми роками гостро відчувають потребу сировини. Оптимальні можливості для рентабельного виробництва насіннячкових плодів мають господарства з площею 10-20 га. Для забезпечення економічної ефективності фермерських господарств з площею саду до 5 га необхідно застосовувати методи інтенсивного виробництва. Наприклад, вирощувати карликові або напівкарликові шпалерні сади зі схемою садіння 4×2 .

Ефективність садівництва суттєво залежить від рівня механізації операцій збирання і транспортування плодів, на які в середньому витрачається 250 люд.-год./га. На сьогодні основними технічними засобами, що застосовуються в садах, є с.-г. машини для догляду за міжряддям та захисту від шкідників і хвороб. Впровадження комбайнів і різного виду струшувачів для збирання плодів обмежене через їх низьку ефективність під час роботи у садах не підготовлених до механізованого збирання. Низький рівень механізації збирально-транспортних процесів також пов'язаний з відсутністю машинобудівних заводів нашої держави, які б виготовляли спеціалізовану техніку для збирання і транспортування плодів. У спеціалізованих господарствах продовжують експлуатацію старих комбайнів та контейнеровозів, виготовлених у Молдавії. Деякі господарства самотужки виготовляють машини для збирання і транспортування плодів на основі наукових досліджень та практичного досвіду.

Аналіз основних досліджень та публікацій. Існують різні способи потокового збирання плодів, аналіз ефективності впровадження яких виконано спеціалістами інституту садівництва УААН [1]. Найбільший рівень економічної ефективності застосування потокової технології збирання яблук на одну тонну продукції досягнуто у Подільській дослідній станції садівництва. Завдяки великим обсягам виробництва Донецька ДСС отримала річний економічний ефект 15,2 тис. дол. Тому застосування різних форм потокових технологій залишається актуальним і сьогодні.

Для збільшення рівня механізації збирально-транспортних операцій запропоновано застосовувати комбінований агрегат сформований з трактора класу 1,4, тросового віброударного струшувала і контейнеровоза ВУК-3 [2]. Цей агрегат характеризується високими техніко-експлуатаційними показниками у садах частково підготовленими до механізованого збирання зі схемою посадки 6×4 . Застосування комбінованого агрегату у потоковій технології дало змогу наполовину зменшити кількість допоміжного персоналу (збирачів), зберігаючи при цьому високу якість зібраних плодів.

На сьогодні українські садівники широко застосовують європейський досвід інтенсивного садівництва, де невеликі розміри крон сприяють ручному збиранню плодів. Невеликий вільний проїзд у міжряддях затрудняє рух відносно потужних засобів механізації. Також такі дерева вимагають інших режимів роботи струшувачів. Тому було запропоновано для тракторів класу 0,6 удосконалений тросовий струшувач з автономною гідравлічною системою [3]. Відмінність цього плодознімального засобу полягає в тому, що при переїздах від одного дерева до іншого гідроаккумулятор заряджається від насоса через зворотний клапан. У цей час розподільник перекриває доступ рідини до гідродвигуна струшувача.

Після розміщення на штабмі дерева петлі захвату включається гідропривод, тобто важіль розподільника переводиться у положення, при якому рідина з акумулятора поступає до гідродвигуна. Насос в роботу не включається, оскільки закритий зворотний клапан. Зі зменшенням тиску в напірній магістралі цей клапан відкривається і гідроаккумулятор разом з насосом забезпечують живлення гідродвигуна. Запобіжний клапан обмежує тиск робочої рідини у напірній магістралі при виникненні ударних навантажень.

Гідроаккумулятор підзаряджається робочою рідиною під час холостих переїздів агрегату, оскільки в даний момент використовується до 15% потужності двигуна. Тривалість переїзду та запас потужності двигуна – достатні для під заряджання

гідроаккумулятора. Корисний об'єм якого становить 5,57 л, а тривалість заповнення до робочого тиску насосом НШ-10-Е роздільної системи трактора складає 22,7 с. Енергозатрати приводу – 0,018 кВт/год, що в 1,7 раза менше, ніж у випадку встановлення на тракторі класу 0,6 додаткової гідростанції, насос НШ-32-У якої за продуктивністю відповідає гідродвигуну ГМШ-32 струшувача і приводиться від вала відбору потужності мобільного енергетичного засобу.

Проведені дослідження показали, що згідно запропонованої схеми організації збирання врожаю за одну годину чистого робочого часу тросового струшувача з системою акумулювання енергії можна зібрати плоди з 61 яблуні [4]. З урахуванням коефіцієнта використання часу зміни його продуктивність становитиме 42 дерева, що в середньому на 25 % більше порівняно з аналогічними плодозбиральними засобами без акумулювання енергії.

Актуальним є зниження на 41,04% кількості незворотної енергії при використанні тросового струшувача з тракторами класу 0,6 порівняно з таким самим агрегатом на базі тракторів класу 1,4, а найсуттєвішим її показником стало зниження на 61,73% прямих затрат енергії у витраченому паливі.

Мета дослідження. Для покращення рівня механізації потокового методу збирання плодів у інтенсивному садівництві розглядається можливість формування комбінованого агрегату на базі трактора Т-25Ф, що агрегується тросовим струшувачем з системою акумулювання енергії та напівприцепом для транспортування врожаю.

Результати дослідження. Для досягнення високих техніко-економічних показників конструктивна схема комбінованого агрегату повинна забезпечувати ритмічність, потоковість збирання і транспортування плодів. Параметри робочих органів агрегату повинні відповідати агротехнічним, екологічним і енергетичним вимогам. Тобто агрегат має бути компактним, маневреним, зручним в обслуговуванні, не пошкоджувати дерев і забезпечувати максимальне збереження плодів.

При формуванні комбінованого агрегату на трактор 1 (рис. 1) за триточковою схемою начіплюється тросовий віброударний струшувач, привод якого здійснюється від гідросистеми трактора; напівпричіп-контейнеровоз 4 з'єднується з трактором незалежним зчипним пристроєм 2. Для приводу в гідравлічну систему струшувача включено додатковий гідроциліндр. Агрегат забезпечує зняття, уловлювання, затарювання і транспортування плодів на приймальний пункт. Обслуговування агрегату здійснюють механізатор і п'ять

працівників, у розпорядженні яких знаходяться два переносних уловлювачі плодів.

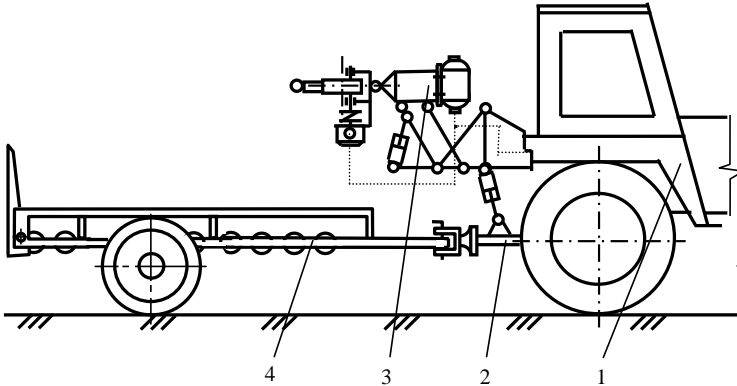


Рис. 1. Комбінований агрегат для збирання і транспортування плодів: 1 – енергетичний засіб; 2 – зчіпний пристрій; 3 – тросовий струшувач з системою акумулювання енергії; 4 – напівпричіп контейнеровоз

Напівпричіп-контейнеровоз запропоновано виготовляти за прототипом ВУК-3, зменшивши його довжину наполовину. На такій модифікації розташовуються три контейнери, загальна маса яких відповідає тяговим можливостям трактора класу 0,6. Для транспортування плодів можна застосовувати малооб'ємні напівпричепи обладнані системою розвантаження. Але застосування таких транспортних засобів погіршує рівень збереження якості продукції, та вимагає переробки плодів без попереднього терміну зберігання.

У процесі потокового збирання плодів комбінований збирально-транспортний агрегат, завантажений порожньою тарою, заїжджає у міжряддя саду і зупиняється, коли тросовий струшувач розташовується напроти пари дерев сусідніх рядів, під кронами яких встановлені уловлюючі пристрої. Один з працівників накидає петлю захвата на центральний провідник дерева та кріпить до нього трос струшувача. Механізатор, керуючи гідроначійною системою трактора, забезпечує горизонтальне розташування троса, а за допомогою паралелограмного механізму здійснює його попередній натяг. Після цього вмикається струшувач і плоди опадають на уловлюючий пристрій. Під час зняття плодів зчіпний пристрій утримує раму контейнеровоза в горизонтальному положенні та передає частину ваги на задній міст, тобто здійснює довантаження коліс, що зменшує вібрацію на робочому

місці механізатора, підвищує бокову стійкість і опір боковим коливанням трактора, повноту зняття плодів. Вібрація остова трактора, що виникає під час роботи струшувача, частково передається через зчпний пристрій на контейнери. Подальше дослідження взаємодії трактора з контейнеровозом та удосконалення конструкції зчпного пристрою дадуть можливість реалізувати пошарове ущільнення плодів, що забезпечить зростання заповнення тари та зменшення пошкодження плодів під час транспортування.

Після зняття плодів два працівники очищують і зсипають їх з поверхні уловлювачів у контейнери. Одночасно інший працівник закріплює петлю захвата струшувача на дереві другого ряду, де відбувається аналогічний процес зняття, попереднього очищення і затарювання плодів. Механізатор переїжджає до наступної пари дерев, і робочий цикл агрегату повторюється. Повністю затаривши контейнери, струшувач фіксується у транспортній позиції. Заповнений плодами контейнеровоз транспортується на приймальний пункт, де розвантаження контейнерів здійснюється шляхом піднімання сніці контейнеровоза зчпним пристроєм на висоту 650 мм, що забезпечує нахил рами на кут більший від коефіцієнта кочення тари по рольганговій доріжці. Тому контейнери з'їжджають по рольганговій доріжці під час руху агрегату вперед.

Залежно від умов господарства та догляду за багаторічними насадженнями можуть застосовуватись різні варіанти організації потокового збирання і транспортування плодів.

За першим варіантом (рис.2, а) транспортний агрегат перевозить порожні контейнери з плодоприймального пункту на міжквартальну дорогу саду. Комбінований агрегат, завантажений урожаєм, виїжджає з міжряддя, замінює заповнений контейнеровоз на порожній і продовжує зняття, попереднє очищення і затарювання плодів. Транспортний засіб, що привіз порожні контейнери, транспортує заповнений плодами контейнеровоз на плодоприймальний пункт.

В іншому варіанті (рис.2, б) два транспортні засоби разом з комбінованим агрегатом заїжджають в міжряддя саду так, щоб збирально-транспортний агрегат знаходився в середньому міжрядді. Плоди збираються, очищаються і затарюються переважно у два контейнеровози, які після заповнення їдуть на плодоприймальний пункт. Комбінований агрегат продовжує роботу до заповнення контейнеровоза, після чого міняє його на порожній. За цей час транспортні засоби повинні встигнути під'їхати з порожніми контейнерами та забезпечити безперервність робочого циклу.

Транспортування заповнених контейнерів з міжквартирної дороги на приймальний пункт здійснюють окремі транспортні агрегати.

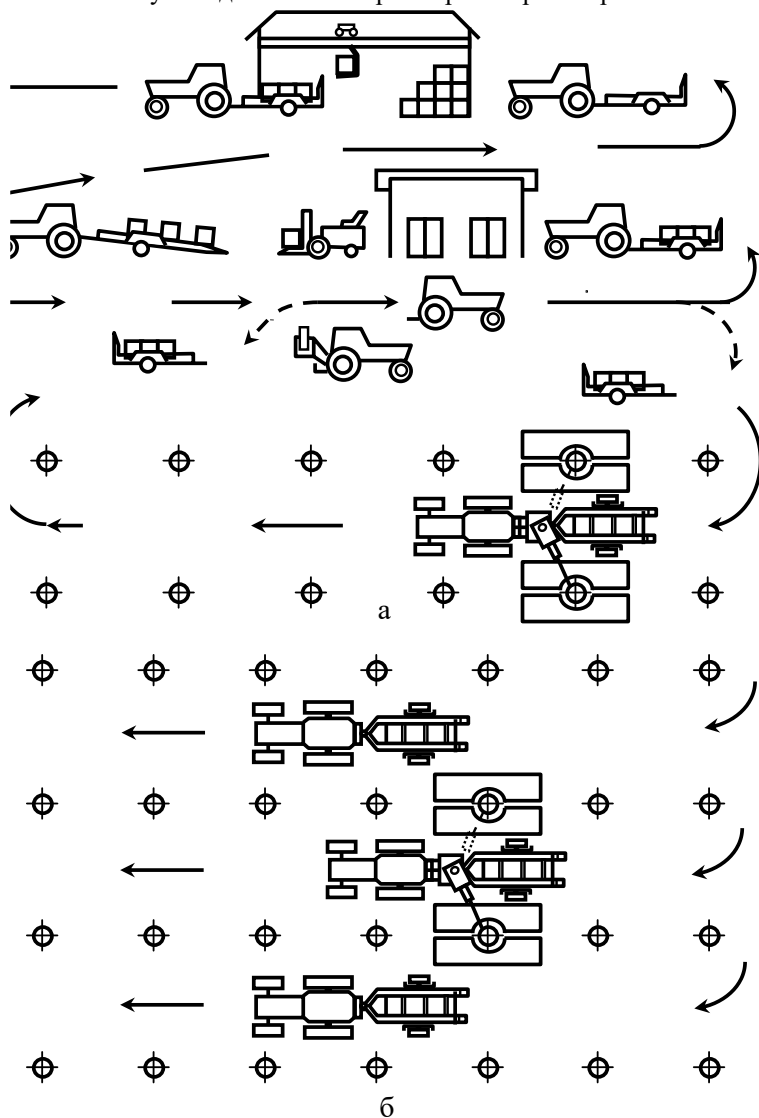


Рис. 2. Схема процесу збирання і транспортування плодів: а - комбінованим агрегатом; б - комбінованим агрегатом в парі з двома транспортними засобами

Для транспортування порожньої тари та врожаю може залучатись трактор більшої потужності класу 1,4, з яким можна одночасно агрегатувати два контейнеровози або напівпричепа малої вантажопідйомності утворивши транспортний поїзд.

Ширина комбінованого агрегату не перевищує 2 м, що дозволяє використовувати його в садах із загущеною схемою садіння та довільним формуванням крони. Зростання продуктивності праці і зменшення енергозатрат забезпечується відсутністю розвантажувально-навантажувальних операцій у міжряддях саду та збільшенням наповнення тари.

Висновки. Впровадження потокової технології збирання врожаю в садах із загущеною схемою садіння з застосуванням запропонованого комбінованого агрегату дозволить значно зменшити кількість допоміжного персоналу та збільшити продуктивність. Завдяки високому рівню використання номінальної потужності трактора забезпечується зростання ефективності механізованих збирально-транспортних робіт.

Література

1. Оверко Б.. Потоковий метод збирання плодів // Пропозиція. – 2000. – №8-9. – С.44–45.
2. Р. Шевчук, Р. Паславський. Підвищення ефективності потокової технології збирання і транспортування плодів // Техніка АПК. – 1997. №2. – С. 21–22.
3. Шевчук Р., Ріпка І., Семен Я. Удосконалення тросового струшувача плодів // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 6. - Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000 – С. 208–211.
4. Я. Семен, Р. Шевчук, О. Крупич. Господарські дослідження процесу збирання яблук тросовим віброударним струшувачем з акумулятором енергії // Праці Таврійської державн. агротехн. академії. Вип. 7. – Мелітополь: ТДАТА, 2002. – С. 36–43.

Рецензент д.т.н., проф. І.І. Василенко

М.М. Толстушко, к.т.н., Д.М. Коновалюк, к.т.н.,
Р.М. Ковальчук, к.т.н., П.А. Пех, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЕРТАННЯ СТЕБЕЛ СТРІЧКИ НА ПОВЕРХНІ РОЗСТИЛАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ЛЬОНОКОМБАЙНА

У статті наведено методику та результати експериментального дослідження процесу повертання стебел стрічки льону на робочій поверхні розстиляльного пристрою льонокомбайна. Отримано рівняння регресії для обґрунтування параметрів розстиляльного пристрою.

Постановка проблеми. Однією з головних операцій є розстилення стеблової стрічки на льоновищі, яку наявні розстиляльні пристрої льонокомбайнів недостатньо якісно виконують. Тому порушуються агротехнічні вимоги до розстеленої стеблової стрічки, що надалі погіршує умови роботи льонозбиральних машин, які працюють після льонокомбайнів. Виправити таку ситуацію можна на підставі системного обґрунтування параметрів розстиляльного пристрою завдяки розкриттю явища повертання стеблової стрічки на його робочій поверхні [1, 2, 3, 4].

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що є багато теоретичних та експериментальних досліджень присвячених вивченню взаємодії стеблової стрічки льону з робочими поверхнями розстиляльних пристроїв, але окремі головні параметри цих пристроїв та характеристики стеблової стрічки між собою неузгоджені [1, 2, 3, 4].

Мета дослідження – дослідити повертання стебел стрічки на робочій поверхні розстиляльного пристрою льонокомбайна.

Результати дослідження. Для дослідження роботи розстиляльного пристрою в лабораторних умовах була виготовлена спеціальна установка на базі льонокомбайна ЛКУ–4 (рис. 1). При цьому, в конструкції льонокомбайна були зроблені такі зміни. Був повністю знятий поперечний транспортер. На його місце над бральним апаратом 1 встановили подавальний стіл 2 довжиною 1,5 м та шириною 0,7 м. Цей стіл є решіткою із п'яти поздовжніх прутків діаметром 10 мм, розміщених між собою з однаковим інтервалом і прикріплених на кінцях до двох поперечних прутків. На подавальному

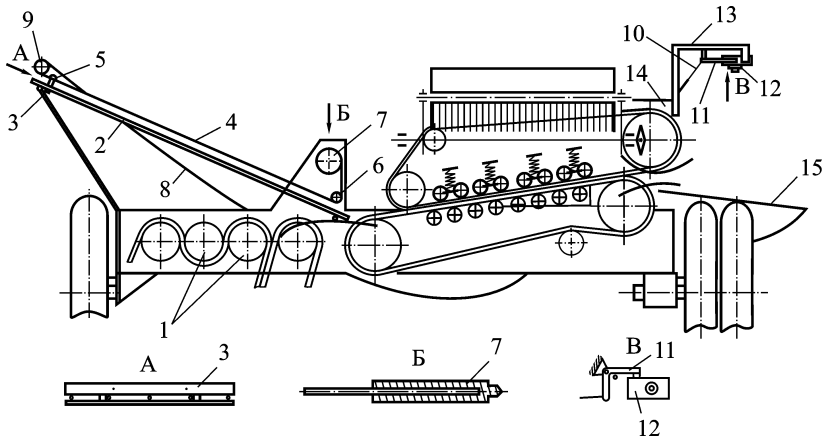


Рис. 1. Схема переобладнання льонокомбайна для проведення лабораторних дослідів: 1–бральний апарат; 2–подавальний стіл; 3–поперечна планка; 4–брезентова стрічка; 5–гачки; 6–напрямний ролик; 7–приводний барабан; 8–шпагат; 9–ролик; 10–запобіжна нитка; 11–коромисло; 12–фотоапарат; 13–опора; 14–роздавальний редуктор комбайна; 15–розстилальний пристрій

столі розміщується поперечна планка 3, яка може вільно рухатись у поздовжньому напрямку. Ця планка (рис. 1, вид А) складається із поперечини, що має два виступи, до яких знизу за допомогою гвинтів кріпиться утримуюча планка. Також у верхній частині поперечини є два отвори діаметром 2 мм для кріплення брезентової стрічки 4 довжиною 1,8 м і шириною 0,5 м. Ця стрічка кріпиться до поперечної планки за допомогою гачків 5, виготовлених із мідного дроту діаметром 1,5 мм. Інший – нижній кінець стрічки огинає напрямний ролик 6 і закріплюється до приводного барабана 7.

Приводний барабан 7 складається із двох частин (рис. 1, вид Б). Це виготовлені з дерева обойма і ручка. Обойма є циліндром діаметром 140 мм (відповідно до діляного діаметра ведучої зірочки поперечного транспортера) і довжиною 0,5 м. На кінці циліндра розміщений конус, який у певні моменти вставляється у півмуфту вала привода поперечного транспортера. Всередині обойма має отвір, в який вставляється ручка, що має вигляд стрижня діаметром 30 мм і довжиною 1,2 м. При цьому обойма вільно обертається на ручці.

До верхнього кінця брезентової стрічки 4, посередині між гачками 5 кріплення до поперечної планки 3, закріплений шпагат 8,

який перекинутий через верхню планку подавального стола 2 та ролик 9 і через запобіжну нитку 10 діаметром 0,5 мм з'єднаний із кінцем шарнірно закріпленого на нерухомій опорі коромисла 11 (рис. 1, вид В). Інший кінець коромисла 11 взаємодіє з пусковим механізмом фотоапарата 12, який за допомогою хомутів закріплений на нерухомій опорі 13 разом із коромислом 11. Нерухома опора 13 має вигляд спеціально вигнутої металевої пластини, яку за допомогою хомутів можна кріпити до роздавального редуктора 14 льонокомбайна таким чином, щоб об'єктив фотоапарата перебував на відстані 1 м над розстиляльним пристроєм 15. Плоска поверхня розстиляльного пристрою мала довжину, ширину та радіус заокруглення – 1,2 м.

Для проведення експерименту використовувався цифровий фотоапарат Pretec DC 1310 Digital.

Для регулювання положення розстиляльного пристрою у вухах кронштейнів його кріплення, зверху і знизу, були просвердлені отвори діаметром 9 мм і продіті болти М8 з гайками. Шапки болтів виіралися у трубку кріплення розстиляльного пристрою, а гайки – у внутрішні стінки вуха кронштейна.

Також, замість телескопічної опори розстиляльного пристрою у комбайні була встановлена спеціальна регульовальна ланка, яка складалась із двох трубок діаметром 16 мм та довжиною 0,4 м із нарізаною внутрішньою різьбою М12. На кінцях трубки мали відповідні вуха для кріплення до ступиці колеса комбайна та до розстиляльного пристрою. При цьому одна трубка мала ліву, а друга – праву різьби. Між трубками розміщувався стрижень довжиною 0,3 м з нарізаними до половини правою і лівою різьбами М12. У центрі стрижня була приварена гайка з розмірами під ключ 17 мм.

Відомо, що процес повертання стебел стрічки на поверхні розстиляльного пристрою залежить від багатьох факторів, а саме: характеристик стеблової стрічки, швидкості пасів затискного транспортера льонокомбайна та параметрів розстиляльного пристрою. Дослідити вплив кожного фактора важко, а тому був проведений їх аналіз і вибрані ті фактори, які змінювали у дослідах.

Товщина стеблової стрічки h характеризується діаметром d_{cep} стебел льону та густотою стеблостою i_0 , або в перерахунку на кількість стебел на погонному метрі стрічки i_n . При розміщенні стебел одне над одним товщина стрічки рівна $h = d_{cep}^2 \cdot i_n$. Довжина l стебла також є функцією від діаметра стебла та густоти стеблостою (чим

густіший льон, тим тонші стебла для однакової висоти стеблостою), тобто $l = l(d_{cep}, i_n)$.

З таких міркувань за фактори, які характеризують стрічку льону і змінюються у дослідях, беремо діаметр стебла d_{cep} та кількість стебел на погонному метрі стрічки i_n .

Для дослідів брали стрічку з вологістю, яка характерна стеблам у період збирання.

Положення робочої поверхні розстиляльного пристрою визначається двома кутами α і β , де α – кут нахилу поверхні у вертикальній площині, паралельній напрямку руху комбайна, β – кут нахилу поверхні у вертикальній площині, перпендикулярній напрямку руху комбайна. Чим більший кут α , тим швидше стебла стрічки будуть рухатись на столі і тоді вони можуть не встигнути повернутись на потрібний кут. Тому α беремо від 20° до 30° [3, 4]. Кут β більше впливає на повертання стебел стрічки ніж α . Кут β відповідає за повертання стебел стрічки. Його значення повинно бути таким, щоб за будь-яких параметрів стрічки і кута α кінцевий кут повороту стебел φ_k приблизно дорівнював 90° або перебуває у межах від 80° до 100° [3, 4].

Швидкість пасів затискного транспортера v_{TP} постійна згідно з кінематичними характеристиками льонокомбайна ЛК-4А, тобто $v_{TP} = 1,54$ м/с. Висота падіння стебел стрічки на розстиляльний пристрій також береться постійна і визначається місцем його встановлення на рамі льонокомбайна по відношенню до затискного транспортера.

В експериментах, що проводились за планом Бокса-Бенкіна для трьох факторів [5], змінювали кут β , діаметр стебел d_{cep} і кількість стебел на погонному метрі стрічки i_n . Межі варіювання досліджуваних факторів на трьох рівнях визначали на основі аналізу літературних даних та попередніх теоретичних досліджень [3, 4]. Так, кут β приймав значення 80° ; 90° і 100° ; d_{cep} – 1,0; 1,7 і 2,4 мм; i_n – 800; 2300 і 3800 штук на погонний метр стрічки.

Досліди проводились таким чином. Карданний вал комбайна з'єднувався із валом відбору потужності трактора. Обчисувальний апарат і транспортер вороху відключались шляхом зняття ланцюгів із зірочок роздавального редуктора. Гребінки обчисувального апарата

встановлювалися так, щоб вони не перешкоджали проходженню стеблової стрічки, і це положення фіксувалося.

Стеблові стрічки для дослідів бралися на льоновищі таким способом. Відмірялась частина стрічки довжиною 1,5 м. Зверху накладали поліетиленову смужку і скручували стрічку в рулон. Це зберігає структуру і товщину стрічок та забезпечує зручність розмотування стрічок.

На подавальний стіл установки вкладалася спеціально підготовлена стрічка обчисаних стебел льону, яка зверху притискала брезентовою стрічкою.

Тракторист включав вал відбору потужності трактора і розганяв його до потрібної частоти 545 об/хв. У цей момент помічник притискав конус обойми приводного барабана до півмуфти вала привода поперечного транспортера і утримував його так, щоб вісь симетрії барабана співпадала із віссю обертання півмуфти. Обойма барабана починала обертатися і намотувати на себе брезентову стрічку, яка тягнула за собою поперечину і стеблову стрічку. Стрічка стебел, ковзаючи на прутках подавального стола, попадала між паси затискного транспортера льонокомбайна, який викидав її на розстиляльний пристрій.

Коли поперечна планка доходить до кінця подавального стола, вона впирається у поперечний пруток стола і зупиняється. Брезентова стрічка, намотуючись на обойму приводного барабана, натягувала гачки кріплення стрічки до поперечини, які від зусилля розгиналися і стрічка, відокремлюючись від поперечини, продовжувала намотуватися на обойму. Далі за стрічкою на обойму намотувався шпагат. Цей шпагат, намотуючись, повертав коромисло, яке натискало на пускову кнопку фотоапарата. Кінець коромисла впирався в обмежувач і при подальшому натягуванні шпагату обривалася запобіжна нитка. Помічник помічаючи, що кінець шпагату послабився, виймав приводний барабан із зачеплення з півмуфтою вала приводу поперечного транспортера, а тракторист виключав вал відбору потужності трактора.

Довжина шпагату вибиралася такою, щоб фотоапарат зафіксував момент, коли середня частина стеблової стрічки міститься на поверхні розстиляльного пристрою.

У дослідах виставляли кут α за допомогою регулювальних гвинтів кронштейнів кріплення розстиляльного пристрою до рами комбайна. Кут β виставляли за допомогою регулювальної ланки, змінюючи її довжину. Для кожного окремого дослідів була виготовлена бірка із відповідними записами значень β , d_{cep} та i_n , яка кріпилася

зверху на кронштейні кріплення розстиляльного пристрою так, щоб її видно було на фотознімку. До бічної заокругленої сторони поверхні пристрою була приклеєна кутова шкала з ціною поділки 1° .

Кожен дослід пророблявся у триразовій повторюваності.

Цифрова інформація знімків записувалась на ПЕОМ і зберігалась у форматі tif. Після чого кожен знімок аналізувався. За допомогою програми Adobe Photoshop розглядалися окремі ділянки поверхні розстиляльного пристрою у збільшеному масштабі і визначали на виході з розстиляльного пристрою кут нахилу φ стебел до поздовжньо-вертикальної площини руху льонокомбайна. Отримані значення записували у зошит, після чого обробляли.

Досліди проводились на спеціально виготовленій, сталевій нефарбованій поверхні. Для дослідів бралися стрічки із обчисаних стебел льону сорту Чарівний, вологістю 48...53 %, шириною 110...118 см і відносною розтягнутістю стебел 1,14...1,18 рази.

Кут β у дослідях виставляли 80° ; 90° і 100° . Досліди пророблялись на стрічках льону із стебел з діаметром d_{cep} – 1,0; 1,7 і 2,4 мм та кількістю стебел на погонному метрі стрічки i_n – 800; 2300 і 3800 штук/м.

Обробкою на ПЕОМ статистичних даних результатів трифакторного експерименту за тривірневим планом Бокса-Бенкіна отримано рівняння регресії для кута нахилу φ_k стебел стрічки на виході з розстиляльного пристрою.

Після виключення незначущих членів у рівнянні регресії для п'ятипроцентного рівня значущості, для яких розрахунковий критерій Стьюдента менший за табличний $t_{табл} = 2$, отримали:

$$\varphi_k = 90,056 + 9,979 \cdot x_1 - 4,146 \cdot x_2 - 2,625 \cdot x_3 + 1,833 \cdot x_1 \cdot x_2 + 1,042 \cdot x_1 \cdot x_3, \quad (1)$$

де x_1 – кодоване значення β (-1; 0; 1, що відповідає 80° ; 90° і 100°); x_2 – кодоване значення d_{cep} (-1; 0; 1, що відповідає 1,0; 1,7 і 2,4 мм); x_3 – кодоване значення i_n (-1; 0; 1, що відповідає 800; 2300 і 3800 штук/м).

За цим рівнянням регресії побудована поверхня відгуку (рис. 2) у тримірному просторі для одного із значень фактора x_3 , де по осі z відкладено φ_k , по осі x – фактор x_2 , а по осі y – фактор x_1 .

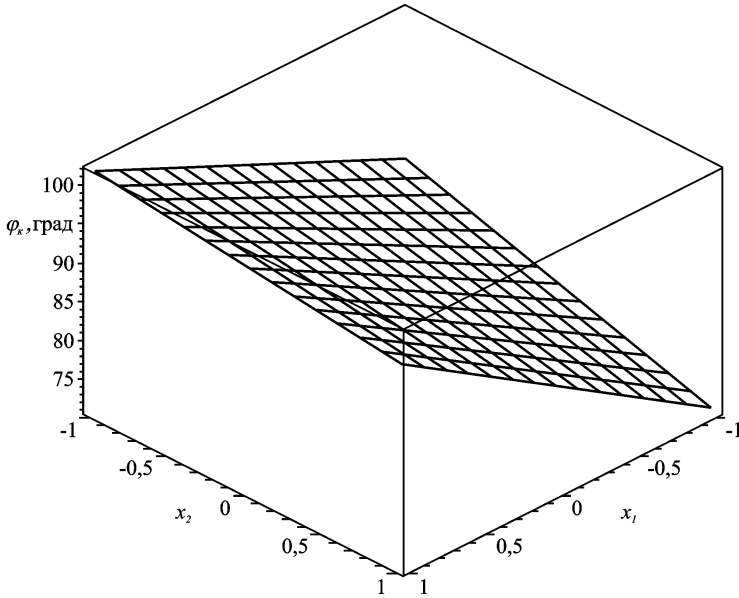


Рис. 2. Поверхня відгуку для кута нахилу φ_k стебел стрічки при $i_n=3800$ штук/м

Аналізуючи дане рівняння та побудовані за ним поверхні відгуку, можна зробити висновок, що найбільше на φ_k впливає кут β , потім i_n і $d_{сеп}$ (φ_k зростає із збільшенням β та зменшенням i_n і $d_{сеп}$).

Дане рівняння регресії можна використовувати для регулювань розстиляльного пристрою залежно від властивостей стеблової стрічки льону. Для цього краще перейти від кодovаних до дійсних значень факторів. Тоді це рівняння набуде вигляду:

$$\varphi_k = 68,6864 + 0,3940 \cdot \beta - 29,4903 \cdot d_{сеп} - 0,0080 \cdot i_n + 0,2619 \cdot \beta \cdot d_{сеп} + (6,9 \cdot 10^{-5}) \cdot \beta \cdot i_n. \quad (2)$$

Висновки. З аналізу отриманих результатів експерименту випливає, що виконання необхідної умови $80^\circ \leq \varphi_k \leq 100^\circ$, для якісного розстиляння стеблової стрічки на льоновищі, за будь-яких значень i_n та $d_{сеп}$ є можливим, якщо кут β змінюється приблизно у межах від 90° до 95° .

Література

1. Льноуборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Толстушко М.М. Обґрунтування параметрів і режиму роботи підрівнювача-розстилача стрічки стебел льону: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Львівський державний аграрний університет. – Львів, 2005. – 20 с.
4. Толстушко М.М., Хайліс Г.А., Драган М.С., Сидорчук О.В., Ніщенко І.О. Аналіз взаємодії стрічки льону з робочою поверхнею розстиляльного пристрою // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 13. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2005. – С. 180 – 191.
5. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навч. посіб. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.35:633.521

М.М. Толстушко, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДРІВНЮВАЛЬНО-РОЗСТИЛЯЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

У статті наведено результати теоретичного дослідження процесу взаємодії стебел стрічки льону з вібрувальною поверхнею підрівнювально-розстиляльного пристрою льонокомбайна. Виведено аналітичні залежності між параметрами й режимами роботи даного пристрою та показниками руху стебел стрічки льону.

Постановка проблеми. Підвищення якості виконання технологічних операцій збирання льону за допомогою льонозбиральних машин на основі розроблення принципово нових та вдосконалення наявних робочих органів є важливим завданням льонарської галузі сільського господарства [1, 2, 3, 4].

У сучасних умовах уся льонотреста в Україні готується в господарствах на льоновищі у стрічках, що розстилаються льонозбиральними комбайнами. Наявні розстилальні пристрої льонокомбайнів недостатньо якісно виконують процес розстилення стрічки стебел на льоновищі. Розстелені ними стеблові стрічки мають високі значення відносної розтягнутості та перекошу стебел, а також є нерівномірними за товщиною і містять розриви. А тому актуальним є завдання підвищення якості розстилення стрічки стебел льонокомбайном. Досягти цього можна завдяки підрівнюванню стрічки стебел під час її розстилення. У відомих конструкціях льонозбиральних комбайнів не передбачено такої операції. Тому виникла потреба у розробленні та обґрунтуванні параметрів і режиму роботи пристрою комбайна для одночасного підрівнювання й розстилення стрічки стебел льону [3, 4].

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що окремі основні параметри і режими роботи підрівнювально-розстилального пристрою не узгоджені з режимами роботи льонокомбайна та характеристиками стеблової стрічки [3, 4].

Мета дослідження – проаналізувати процес взаємодії стебел стрічки з вібрувальною поверхнею підрівнювально-розстилального пристрою льонокомбайна та обґрунтувати основні параметри цього пристрою.

Результати дослідження. Підрівнювально-розстилальний пристрій, який розміщений у вихідній частині льонокомбайна, містить вібрувальний щит з буртиком, що підрівнює та розстиляє стеблову стрічку. Для обґрунтування параметрів даного пристрою необхідно проаналізувати рух стебел стрічки льону на фрикційній, плоскій, похилій поверхні щита з буртиком, яка здійснює поступальні, криволінійні, негармонічні коливання.

Для розроблення математичної моделі руху стебел стрічки на вібрувальній поверхні приймаємо такі допущення: 1) льонокомбайн під час роботи здійснює поступальний, прямолінійний і рівномірний рух; 2) опором середовища нехтуємо; 3) стрічку стебел льону будемо розглядати як дискретне середовище, що складається з окремих шарів стебел, кожен з яких представляє собою групу паралельно вкладених один на одному однакових стебел масою m і довжиною l ; 4) вважаємо, що шар стебел не перекидається під час руху і відносна зміщення стебел у шарі відсутнє, причому розтягнутість стеблової стрічки складається із розтягнутості стебел у стрічці, які розташовані в різних шарах; 5) нехтуємо контактом між сусідніми шарами стебел у стрічці; 6) стебла льону будемо розглядати як тверді тіла у формі

тонких стрижнів з нерівномірно розподіленою щільністю по довжині; 7) аналізуємо рух нижнього стебла шару, яке безпосередньо взаємодіє з вібрувальною поверхнею пристрою, причому до цього стебла прикладаємо силу ваги вищерозташованих стебел у даному шарі; 8) стебла рухаються поступально, тобто достатньо дослідити рух однієї точки (центра мас) стебла.

Зауважимо, що поняття “шару стебел” базується на понятті “групи стебел”, трактування якого дано в [1]. Схематично модель шару стебел у стрічці зображено на рис. 1. Тут, шар стебел розміщений між вертикальними прямими 1–1 і 2–2, а C, C_1, C_2, \dots, C_k – центри мас стебел у шарі, які розміщені вздовж однієї вертикалі 3–3.

Кількість стебел $k+1$ у шарі приблизно дорівнює:

$$k+1 \approx n_1 \cdot b_1 \cdot i_0 \cdot d_{cep} = i_n \cdot d_{cep}, \quad (1)$$

де k – кількість стебел, що розташовані над нижнім стеблом шару; n_1 – кількість працюючих бральних секцій льонокомбайна; b_1 – ширина захвату однієї бральної секції льонокомбайна; i_0 – кількість стебел на 1 м^2 поля; d_{cep} – середнє значення діаметра стебла у стрічці; $i_n = n_1 \cdot b_1 \cdot i_0$ – кількість стебел на 1 м довжини стрічки льону.

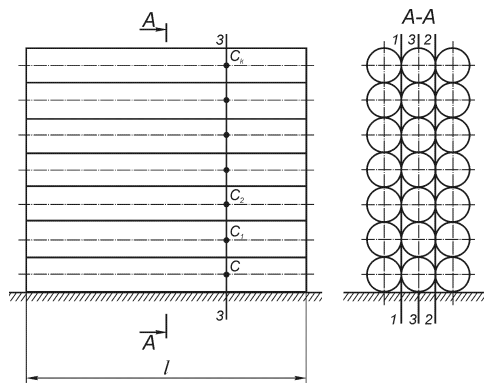


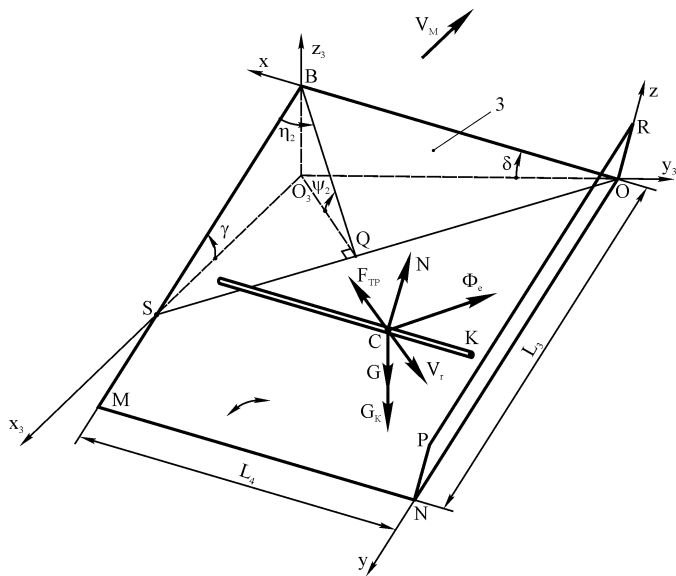
Рис. 1. Схематичне зображення моделі шару стебел у стрічці

Маса m_u усього шару стебел стрічки дорівнює:

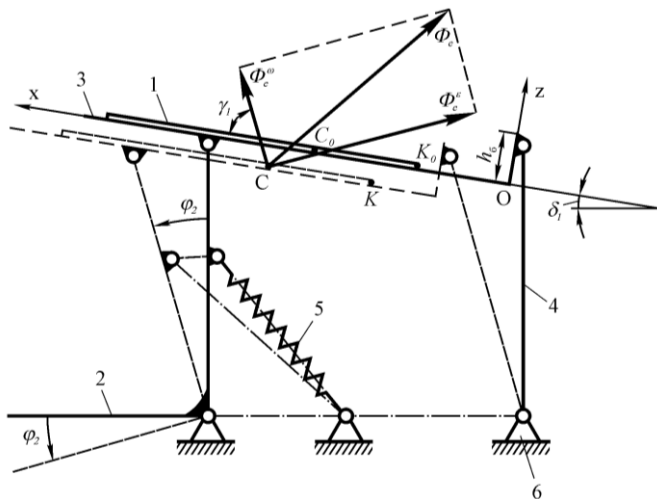
$$m_u = m \cdot (k+1) = m_{cep} \cdot i_n \cdot d_{cep}, \quad (2)$$

де $m = m_{cep}$ – середнє значення маси стебла у стрічці.

На рис. 2, а і б зображені розрахункові схеми для визначення параметрів руху нижнього стебла шару на похилій, вібрувальній



а



б

Рис. 2. Схема до аналізу руху нижнього стебла шару стрічки на вібрвальній поверхні (а) та схема вібраційного механізму приводу для визначення складових ейлерової сили інерції (б): 1 – стебло; 2 – коромисло; 3 – щит з буртиком; 4 – підвіски; 5 – пружина; 6 – рама

поверхні. Причому усі силові фактори, що діють на стебло, представлені на рис. 2, а, а на рис. 2, б дано схему вібраційного механізму приводу робочої поверхні для визначення складових ейлерової сили інерції. Тут просторова система координат $O_3x_3y_3z_3$ жорстко пов'язана з рамою льонокмбайна. Тобто, згідно з прийнятими допущеннями, система координат $O_3x_3y_3z_3$ є інерціальною. Льонокмбайн рухається у протилежному напрямку до осі O_3x_3 з швидкістю v_M .

Вібрувальна поверхня $ONMB$ довжиною L_3 та шириною L_4 , як показано на рис. 2, а, нахилена до горизонталі: у поздовжньо-вертикальній площині $x_3O_3z_3$ – під кутом γ ($\angle\gamma = \angle O_3SB$), а у поперечно-вертикальній площині $y_3O_3z_3$ – під кутом δ ($\angle\delta = \angle O_3OB$). З поверхнею $ONMB$ пов'язана система координат $Oxyz$, вісь Oy якої напрямлена вздовж буртика ON висотою h_6 , а вісь Oz перпендикулярна до цієї поверхні.

Площина xOy щита з буртиком 3 (рис. 2, а) нахилена до горизонтальної площини $x_3O_3y_3$ під кутом ψ_2 ($\angle\psi_2 = \angle O_3QB$) і перетинає останню по лінії OS ($BQ \perp OS$ та $O_3Q \perp OS$). У площині xOy міститься кут η_2 ($\angle\eta_2 = \angle SBQ$).

Траєкторією руху щита з буртиком є дуга кола, що лежить у площині, перпендикулярній до осі Oy і нахилений до площини $y_3O_3z_3$ під кутом γ . Поверхня $ONMB$ нахилена до горизонталі, у площині власної траєкторії коливань, під кутом δ_1 (рис. 2, б).

У проміжку часу безвідривного руху стебла відносно вібрувальної поверхні для розв'язання даної задачі використаємо диференційні рівняння відносного руху матеріальної точки (центра мас стебла) у проекціях на осі декартової системи координат $Oxyz$:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_C &= F_x + R_x + \Phi_{ex} + \Phi_{cx}; \\ m\ddot{y}_C &= F_y + R_y + \Phi_{ey} + \Phi_{cy}; \\ m\ddot{z}_C &= F_z + R_z + \Phi_{ez} + \Phi_{cz}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де $m = m_{cep}$ – маса стебла в шарі, яка дорівнює середньому значенню маси стебла у стрічці; $\ddot{x}_C, \ddot{y}_C, \ddot{z}_C$ – проекції вектора відносного прискорення центра мас стебла відповідно на осі Ox, Oy та Oz ;

F_x, F_y, F_z – проєкції діючих на стебло активних сил;
 R_x, R_y, R_z – проєкції реакцій в'язей, які накладені на стебло;
 $\Phi_{ex}, \Phi_{ey}, \Phi_{ez}$ – проєкції переносної сили інерції; $\Phi_{cx}, \Phi_{cy}, \Phi_{cz}$ – проєкції коріолісової сили інерції.

З активних сил на стебло діють сила ваги G і сила ваги G_k вищерозташованих k стебел у шарі, а з реактивних: нормальна реакція опорної поверхні N і сила тертя ковзання $F_{tp} = f \cdot N$, де f – коефіцієнт тертя ковзання стебла на поверхні щита з буртиком. Переносну силу інерції Φ_e представимо у вигляді двох складових Φ_e^ω та Φ_e^ε (рис. 2, б):

$$\Phi_e^\omega = m \cdot l_4 \cdot (\omega_2(t))^2; \quad \Phi_e^\varepsilon = m \cdot l_4 \cdot \varepsilon_2(t), \quad (4)$$

де l_4 – довжина підвісок 4; $\omega_2(t), \varepsilon_2(t)$ – кутові, відповідно, швидкість і прискорення коромисла.

Закон руху $\varphi_2 = \varphi_2(t)$ коромисла 2 встановлено у вигляді кускової функції [4], у класифікації законів негармонічних коливань його можна віднести до ударно-вібраційного руху. Для використання цієї кускової функції проведено гармонічний аналіз коливань коромисла, тобто розкладено функцію в ряд Фур'є:

$$\varphi_2 = \varphi_2(t) = \frac{c_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(c_n \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi}{T} \cdot t\right) + e_n \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi}{T} \cdot t\right) \right), \quad (5)$$

де c_0, c_n, e_n – коефіцієнти, які визначаються згідно з формулами Ейлера-Фур'є; T, t – відповідно період коливань коромисла та час.

Коріолісова сила інерції $\Phi_c = 0$, оскільки робочий орган здійснює поступальний рух.

Згідно зі схемами на рис. 2 та системою (3), отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_C &= -(G + G_k) \cdot \sin\psi_2 \cdot \sin\eta_2 - F_{tp} \cdot \frac{\dot{x}_C}{v_r} + \\ &+ \Phi_e^\omega \cdot \cos\gamma_1 - \Phi_e^\varepsilon \cdot \sin\gamma_1; \\ m\ddot{y}_C &= (G + G_k) \cdot \sin\psi_2 \cdot \cos\eta_2 - F_{tp} \cdot \frac{\dot{y}_C}{v_r}; \\ m\ddot{z}_C &= -(G + G_k) \cdot \cos\psi_2 + N + \Phi_e^\omega \cdot \sin\gamma_1 + \Phi_e^\varepsilon \cdot \cos\gamma_1, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де $v_r = \sqrt{(\dot{x}_C)^2 + (\dot{y}_C)^2}$ – відносна швидкість центра мас стебла;

\dot{x}_C, \dot{y}_C – проєкції \vec{v}_r відповідно на осі Ox та Oy ;
 $\gamma_1 = 90^\circ - \delta_1 - \varphi_2(t)$ – кут між додатним напрямом осі Ox та вектором сили $\vec{\Phi}_e^{oo}$ (рис. 2, б).

Залежності $\psi_2 = \psi_2(\gamma, \delta)$ та $\eta_2 = \eta_2(\gamma, \delta)$ представимо у вигляді:

$$\psi_2 = \arcsin \left(\sqrt{\frac{tg^2 \gamma + tg^2 \delta}{tg^2 \gamma + tg^2 \delta + 1}} \right);$$

$$\eta_2 = \arcsin \left(\frac{\cos \gamma \cdot \sin \delta}{\sqrt{tg^2 \gamma \cdot \cos^2 \delta + \sin^2 \delta}} \right),$$

тут $\delta = \arctg(tg \delta_1 / \cos \gamma)$.

Після підстановки у систему (6) усіх величин, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_C &= -i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \cos \gamma \cdot \sin \delta_1 - f \cdot \frac{N}{m} \cdot \frac{\dot{x}_C}{\sqrt{(\dot{x}_C)^2 + (\dot{y}_C)^2}} + \\ &+ L_4 \cdot \left((\omega_2(t))^2 \cdot \sin(\delta_1 + \varphi_2(t)) - \varepsilon_2(t) \cdot \cos(\delta_1 + \varphi_2(t)) \right); \\ \ddot{y}_C &= i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \sin \gamma - f \cdot \frac{N}{m} \cdot \frac{\dot{y}_C}{\sqrt{(\dot{x}_C)^2 + (\dot{y}_C)^2}}; \\ \ddot{z}_C &= -i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \cos \gamma \cdot \cos \delta_1 + \frac{N}{m} + \\ &+ L_4 \cdot \left((\omega_2(t))^2 \cdot \cos(\delta_1 + \varphi_2(t)) + \varepsilon_2(t) \cdot \sin(\delta_1 + \varphi_2(t)) \right), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де $i_n \cdot d_{cep} \approx k+1$ – кількість стебел у шарі.

З третього рівняння системи (7) встановлюється умова безвідривного руху стебла відносно вібрувальної поверхні щита з буртиком ($z_C = 0$):

$$\frac{L_4}{i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \cos \gamma \cdot \cos \delta_1} \cdot \left((\omega_2(t))^2 \cdot \cos(\delta_1 + \varphi_2(t)) + \varepsilon_2(t) \cdot \sin(\delta_1 + \varphi_2(t)) \right) \leq 1. \quad (8)$$

На вібрувальній поверхні $ONMB$ стебла стрічки поступово наближаються до буртика $ONPR$ і своїми коренями взаємодіють з ним. Стебла стрічки, які безпосередньо взаємодіють з буртиком, за

кожний період коливань майже не зміщуються від буртика і рухаються тільки вниз уздовж осі Oy . Внаслідок цього корені стебел у стрічці підрівнюються і на виході з пристрою більш компактно сформована стрічка падає на землю.

Висота буртика h_0 визначається за максимально можливою товщиною h_{max} стеблової стрічки під час роботи льонокомбайна:

$$h_0 \geq h_{max} \approx d_{сер.мах}^2 \cdot i_{n.мах}, \quad (9)$$

де $d_{сер.мах}$, $i_{n.мах}$ – максимальні значення параметрів $d_{сер}$ та i_n .

Для обґрунтування довжини L_3 щита з буртиком необхідно розглянути умову (8) і перші два рівняння системи (7), для інтегрування яких використаємо чисельний метод Рунге-Кутта-Фельберга 4-5 порядку. На основі наведених значень параметрів вібраційного механізму і стрічки стебел льону [4], а також рівнянь системи (7) й умови (8) розроблена програма на ПЕОМ в середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V Release 7.0 і проаналізовано вплив низки параметрів $(d_{сер}, i_n, m_{сер}, v_M)$ на траєкторію руху кінця кореня нижнього стебла шару стрічки. У процесі аналізу приймали: $\dot{x}_{K0} = \dot{x}_{C0} \approx 0$ м/с; $\dot{y}_{K0} = \dot{y}_{C0} \approx 1$ м/с; $l_C = 0,4$ м; $x_{K0} = \Delta l = x_{C0} - l_C = 0,2$ м, де Δl – початкова абсолютна розтягнутість стебел у стрічці; $y_{K0} = y_{C0} = 0$ м; $b_1 = 0,38$ м; $f = 0,46$; $\gamma = \arctgf \approx 25^\circ$; $\delta_1 = 5^\circ$. При цьому $d_{сер}$, i_n , $m_{сер}$, v_M змінювались у межах: $d_{сер} = 0,001...0,0024$ м; $i_n = 800...3800$ штук/м; $m_{сер} = 0,0010...0,0020$ кг; $v_M = 1,94...2,78$ м/с.

Для прикладу на рис. 3 побудовані траєкторії руху кінця кореня нижнього стебла шару стрічки $y_K = y_K(x_K)$ для одного значення v_M і трьох різних комбінацій значень параметрів $d_{сер}$, i_n , $m_{сер}$, для яких виконується умова (8).

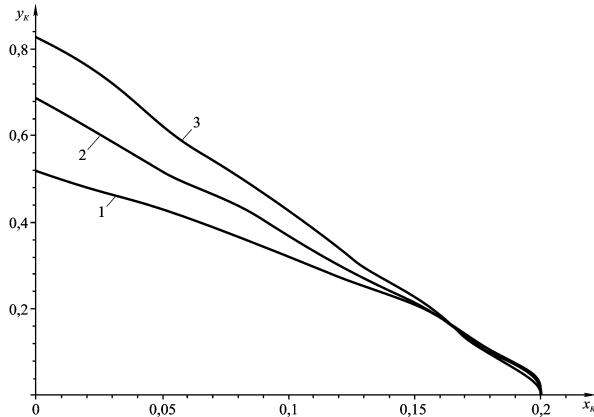


Рис. 3. Траєкторії руху кінця кореня стебла $y_K = y_K(x_K)$ для $v_M = 1,94$ м/с: 1– $d_{cep} = 1,0$ мм, $i_n = 1000$ шт./м, $m_{cep} = 1,0$ г; 2– $d_{cep} = 1,7$ мм, $i_n = 2300$ шт./м, $m_{cep} = 1,5$ г; 3– $d_{cep} = 2,4$ мм, $i_n = 3800$ шт./м, $m_{cep} = 2,0$ г

Висновки. На основі отриманих результатів обґрунтовано, що довжина щита з буртиком має бути – $L_3 = 0,9$ м, а кути нахилу його поверхні до горизонталі у двох площинах повинні становити: у поздовжньо-вертикальній – $\gamma = 20^\circ \dots 30^\circ$, у поперечно-вертикальній – $\delta = 5^\circ \dots 6^\circ$. Зауважимо, що за відривного руху стебел відносно вібральної поверхні останні швидше наближаються до буртика (тобто швидше підрівнюються) при менших поздовжніх габаритах щита з буртиком, ніж за безвідривного руху.

Література

1. Хайліс Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
2. Саченко В.І., Проценко Ю.О., Залужний В.І., Хайліс Г.А. Льонарям – вітчизняну техніку // Техніка АПК. – 2004. – №12. – С. 19 – 21.
3. Черников В.Г. Машины для уборки льна (конструкция, теория и расчет). – М.: ИНФРА-М, 1999. – 210 с.
4. Толстушко М.М. Обґрунтування параметрів і режиму роботи підрівнювача-розстигача стрічки стебел льону: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2004. – 229 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

Н.О. Толстушко

Луцький державний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ РУЛОННОГО ПРЕС-ПІДБИРАЧА СТРІЧКИ ЛЬОНУ

У статті наведено результати теоретичного дослідження процесу пакування стеблової стрічки льону в рулон прес-підбирачем з пресувальною камерою змінного об'єму. Проаналізовано ущільнювання стрічки льону перед намотуванням її на рулон, виведено залежності для визначення параметрів рулону.

Постановка проблеми. Льон-довгунець – стратегічно важлива технічна культура України, яка є основним джерелом натуральної сировини для виробництва високоякісних тканин. Будучи важливою галуззю агропромислового комплексу, виробництво льоносировини, на жаль, ще не стабілізоване як стосовно валового збору, так і рентабельності. З-поміж цілої низки причин такого стану особливо вирізняється проблема збирання, яка полягає у значних втратах кількості та якості волокнистої частини врожаю через технічну недосконалість рулонних прес-підбирачів [1, 2, 3, 4, 5]. Тому важливим завданням льонарської галузі сільського господарства є поліпшення якості виконання технологічних операцій збирання льону за допомогою рулонних прес-підбирачів на підставі вдосконалення наявних та розроблення нових робочих органів.

Пакування льоносировини у великі тюки циліндричної форми за допомогою рулонних прес-підбирачів є важливою операцією в ресурсощадних технологіях збирання та переробки льону. Наявні рулонні прес-підбирачі з пресувальною камерою змінного об'єму недостатньо якісно виконують процес пакування стеблової стрічки льону в рулон. Під час пакування відбуваються значні переплутування, скручування та пошкодження стебел, порушується паралельність між ними. Сформовані рулони мають значну нерівномірність розподілу щільності у поперечному перерізі, а маса одиниці довжини стеблової стрічки у рулоні нижча за необхідну – 2,5...3,0 кг/м, що зменшує якість та продуктивність переробки льоносировини [1, 2, 4, 5, 6]. А тому актуальним є завдання поліпшення якості пакування стеблової стрічки льону в рулон на підставі вдосконалення конструкції рулонного прес-підбирача та системного обґрунтування параметрів і режимів роботи робочих органів його пресувальної камери змінного об'єму завдяки

розкриттю явищ ущільнювання стеблової стрічки і формування рулону.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що є чимало теоретичних та експериментальних досліджень, присвячених вивченню процесів пакування стеблової стрічки льону в рулон прес-підбирачами з пресувальною камерою змінного об'єму [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7], але окремі головні параметри робочих органів цих машин та характеристики стеблової стрічки між собою неузгоджені. Мало дослідженим є явище ущільнювання стеблової стрічки льону при її транспортуванні до пресувальної камери прес-підбирача.

Мета дослідження – дослідити процес пакування стеблової стрічки льону в рулон прес-підбирачем з пресувальною камерою змінного об'єму, а також проаналізувати ущільнювання стрічки льону перед намотуванням її на рулон.

Результати дослідження. Робочий процес рулонного прес-підбирача складається з таких технологічних операцій: підбирання стеблової стрічки льону, розстеленої на поверхні льоновища; транспортування стрічки в пресувальну камеру; пакування стрічки в рулон; вивантаження сформованого рулону на льоновище.

Кількість стебел i_n на одному метрі довжини стрічки льону, яка розстелена на льоновищі льонозбиральною машиною з шириною захвату брального апарата B , визначається за формулою:

$$i_n = i_0 \cdot B = i_0 \cdot n_1 \cdot b_1, \quad (1)$$

де i_0 – кількість стебел на 1 м^2 поля (густота стеблостою);

n_1 – кількість працюючих секцій брального апарата льонозбиральної машини;

b_1 – ширина захвату однієї секції брального апарата.

Підбирання стеблової стрічки з поверхні льоновища та її транспортування в пресувальну камеру прес-підбирача схематично показано на рис. 1. Під час руху машини вздовж стеблової стрічки 1 зі швидкістю v_m кількість стебел i , що підбирається пальцями підбирача 2 за одиницю часу, дорівнює $i_n \cdot v_m$. Така ж кількість стебел за одиницю часу буде надходити в пресувальну камеру. Отже, справедлива рівність:

$$i = i_n \cdot v_m = i_n \cdot v_p = i_p \cdot v_p, \quad (2)$$

де i_n – кількість стебел на 1 м довжини стеблової стрічки, яка рухається на кожуху в зоні дії пальців підбирача;

v_n – колова швидкість пальців підбирача;

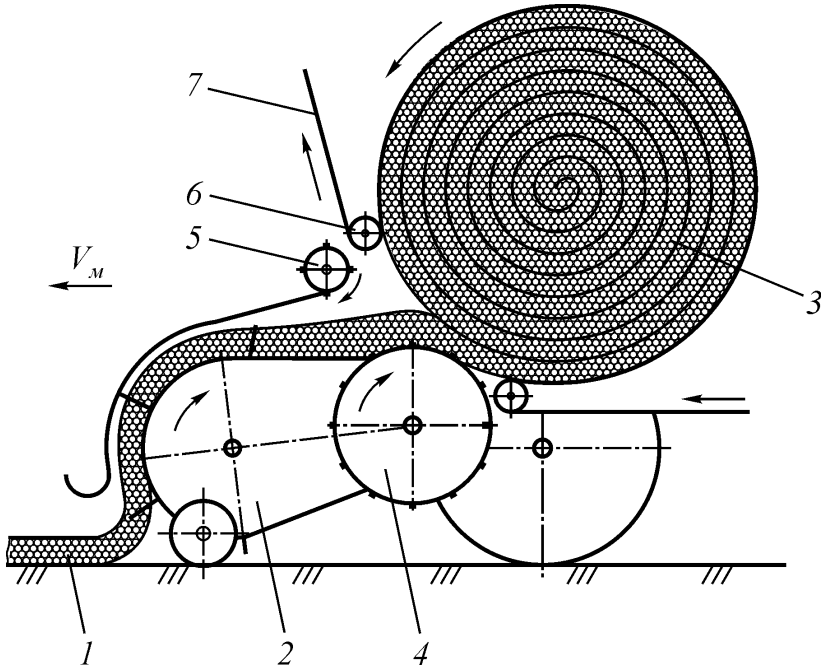


Рис. 1. Схема підбирання стеблової стрічки з поверхні льоновища та її транспортування в пресувальну камеру прес-підбирача: 1 – стеблова стрічка льону; 2 – підбирач; 3 – рулон стрічки льону; 4 – барабан; 5 – відбійний валик; 6 – валик; 7 – нескінченний пас

i_p – кількість стебел на 1 м довжини стеблової стрічки льону в рулоні 3;

v_p – колова швидкість барабана 4, який є одним із робочих органів пресувальної камери прес-підбирача.

Оскільки показник кінематичного режиму роботи підбирача

$\lambda = \frac{v_n}{v_m} > 1$ і за літературними даними [2, 4] повинен знаходитися в

межах від 1,2 до 1,6, що забезпечує мінімізацію втрат льоносировини при підбиранні, то повинна мати місце нерівність $i_n < i_{n'}$. Отже, під час підбирання стеблова стрічка розпушується. Це явище характеризується зменшенням товщини стеблової стрічки.

Маса стебел m , що подаються в пресувальну камеру за одиницю часу, дорівнює:

$$m = m_{\text{сер}} \cdot i = m_{\text{сер}} \cdot i_l \cdot v_m = m_{\text{сер}} \cdot i_p \cdot v_p, \quad (3)$$

де $m_{\text{сер}}$ – середнє значення маси стебла у стрічці.

Позначимо добутки $m_{\text{сер}} \cdot i_l$ та $m_{\text{сер}} \cdot i_p$ відповідно як m_l і m_p , що характеризують маси одиниці довжини стеблової стрічки, відповідно, на льоновищі та в рулоні.

Як впливає з (3), маса m_p 1 м довжини стеблової стрічки у рулоні залежить від трьох параметрів: m_l , v_m та v_p . Причому перший з них залежить від врожайності льоносировини q_l , а другий визначається за максимально можливим значенням продуктивності роботи агрегату. Для регулювання залишається останній параметр v_p , зміною якого можна забезпечити необхідне значення маси m_p . Якщо

врахувати (1) і залежність $m_l = \frac{q_l \cdot B}{100} = \frac{q_l \cdot n_l \cdot b_l}{100}$, де q_l вимірюється в ц/га, B – в метрах, тоді з (3) одержимо:

$$m_p = \frac{m_l \cdot v_m}{v_p} = m_{\text{сер}} \cdot i_0 \cdot n_l \cdot b_l \cdot \frac{v_m}{v_p} = \frac{q_l \cdot n_l \cdot b_l}{100} \cdot k_{\text{ущ}}, \quad (4)$$

де $k_{\text{ущ}} = \frac{v_m}{v_p} = \frac{m_p}{m_l}$ – коефіцієнт ущільнювання стеблової стрічки льону

перед намотуванням її на рулон.

Враховуючи те, що врожайність льонотрести q_l приблизно знаходиться в межах від 20 до 50 ц/га, а збирання льону в Україні здійснюється переважно льонозбиральними комбайнами ЛК-4А (для яких $n_l = 4$, $b_l = 0,38$ м), маса $m_l \approx 0,3 \dots 0,8$ кг/м. Маса m_p 1 м довжини стеблової стрічки у рулоні повинна знаходитись у межах від 2,5 до 3,0 кг [2, 4, 5, 6], тому коефіцієнт ущільнювання стрічки льонотрести $k_{\text{ущ}} \approx 3,0 \dots 10,0$.

На рис. 2 побудовано графік функції $m_p = m_p(m_l, v_p)$ для $v_m = 9$ км/год = 2,5 м/с.

Швидкість v_m рулонного прес-підбирача залежить від умов роботи агрегату (характеристик поверхні льоновища та розстелених стрічок) і може змінюватись приблизно в межах від 6 до 12 км/год (або від 1,7 до 3,3 м/с). Отже, з урахуванням діапазону зміни значень $k_{\text{ущ}}$ та

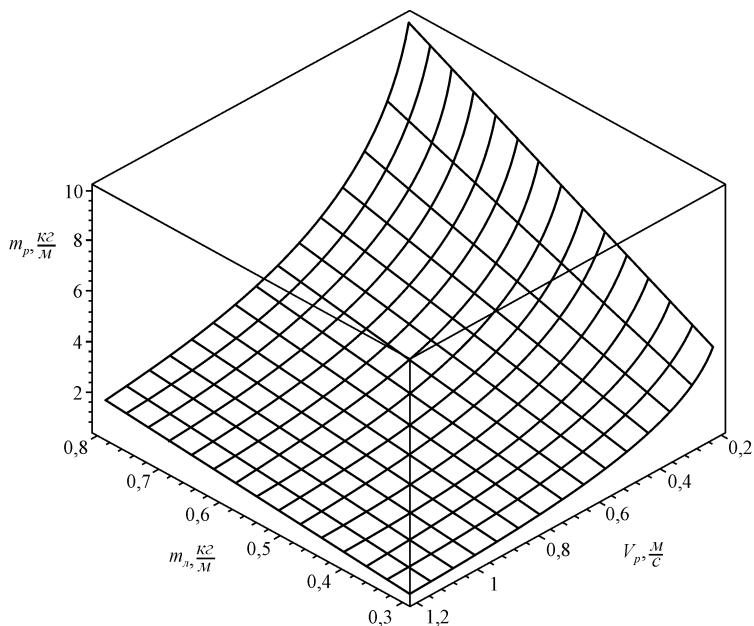


Рис. 2. Залежність маси m_p 1 м довжини стеблової стрічки льону в рулоні від маси m_n 1 м довжини цієї стрічки на льоновищі та колової швидкості v_p барабана пресувальної камери при швидкості прес-підбирача $v_m = 9$ км/год

v_m , колову швидкість барабана v_p необхідно змінювати приблизно в межах від 0,2 до 1,1 м/с. Привод робочих органів пресувальної камери рулонного прес-підбирача повинен забезпечувати необхідну зміну їх кінематичних параметрів. Прес-підбирач повинен відтворювати високі функціональні показники, пов'язані з якістю виконання робочого процесу, за змінних режимів роботи.

Операція пакування стеблової стрічки льону в рулон виконується в пресувальній камері змінного об'єму, яка утворюється за допомогою однієї системи нескінченних пасів, валиків і барабана. Під час роботи рулонного прес-підбирача попередньо ущільнена стеблова стрічка потрапляє в пресувальну камеру і тут намотується на рулон, діаметр якого безперервно збільшується. Явище формування рулону супроводжується пресуванням шарів стеблової стрічки під дією робочих органів камери, причому товщина стрічки в рулоні змінюється

від його серцевини до периферії. У площині руху прес-підбирача границя між шарами стрічки в рулоні подібна спіралі із змінним кроком, яка розпочинається в серцевині рулону та закінчується в зоні його взаємодії зі стрічкою, яка тільки поступає в камеру. Рівняння цієї спіралі в полярній системі координат з полюсом O , полярним кутом φ , що відраховується за годинниковою стрілкою, і полярною віссю Ox (рис. 3), що співпадає з напрямом руху прес-підбирача, матиме такий вигляд:

$$\rho = \frac{h(\varphi)}{2\pi} \varphi = \frac{h_0 + k \cdot \varphi}{2\pi} \varphi, \quad (5)$$

де ρ і φ - полярні координати точок спіралі.

Величина $h(\varphi)$ рівна:

$$h(\varphi) = h_0 + k \cdot \varphi,$$

і є змінним кроком спіралі або товщини стеблової стрічки в рулоні, яка залежить від полярного кута φ і змінюється за лінійним законом із кутовим коефіцієнтом рівним k (де h_0 - найменша товщина стрічки, яка буде в серцевині рулону).

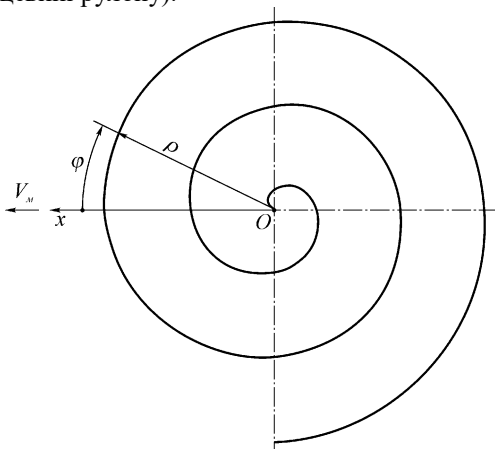


Рис. 3. Схема формування спіралі рулону стеблової стрічки льону прес-підбирачем

Довжина дуги спіралі приблизно дорівнює добутку $v_p \cdot t$, де t - час, а з іншого боку її можна визначити за відомою з вищої математики формулою:

$$L = \int_0^{\varphi} \sqrt{\left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)^2 + \rho^2} d\varphi. \quad (6)$$

Після підстановки у формулу (6) необхідних величин і спрощення, отримуємо:

$$v_m \cdot t = \frac{1}{2\pi} \cdot k_{уц} \times \int_0^{\varphi} \sqrt{k^2 \cdot \varphi^4 + 2 \cdot h_0 \cdot k \cdot \varphi^3 + (h_0^2 + 4 \cdot k^2) \cdot \varphi^2 + 4 \cdot h_0 \cdot k \cdot \varphi + h_0^2} d\varphi. \quad (7)$$

Висновки. Розв'язавши рівняння (7) на ПЕОМ у середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V Release 10.0, визначимо радіус рулону в будь-який момент часу залежно від параметрів v_p , k і h_0 .

Формування рулону відбувається по спіралі зі зміним кроком.

Література

1. Хайліс Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
2. Льюнуборочные машины / Хайліс Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
3. Саченко В.І., Проценко Ю.О., Залужний В.І., Хайліс Г.А. Льонарям – вітчизняну техніку // Техніка АПК. – 2004. – №12. – С. 19 – 21.
4. Черников В.Г. Машины для уборки льна (конструкция, теория и расчет). – М.: ИНФРА-М, 1999. – 210 с.
5. Толстушко Н.О., Хайліс Г.А., Голячук С.Є. Аналіз пристроїв для пакування стрічки льону // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 13. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2005. – С. 191 – 202.
6. Пахольок О.А. Розробка і дослідження технологічного процесу та пристрою для підбирання і потовщення стрічки льонотрести: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Луцький індустріальний інститут. – Луцьк, 1997. – 18 с.
7. Толстушко Н.О., Хайліс Г.А. Аналіз процесу надходження стебел льону у пресувальну камеру прес-підбирача // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 11. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2003. – С. 121 – 126.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ КОЛЕС СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН С ПОЧВОЙ

В статье приведены результаты исследования взаимодействия пневматических колес сельскохозяйственных машин с почвой. Определены деформации ведущего, ведомого приводного и ведомого свободного пневматических колес при перекаtywании по почве.

Пневматические колёса широко применяются в мобильных сельскохозяйственных машинах. Вопросы взаимодействия с почвой таких колёс при их качении исследованы многими авторами [5, 11, 14, 16, 18, 20, 22], однако ряд вопросов остался невыясненным. В одних литературных источниках по данному вопросу [9, 12] дно колеи под колесом, нижняя часть которого погружена в почву, изображается в виде прямой линии, а передняя часть погруженной в почву колеса изображена недеформируемой. В других литературных источниках на эту тему [5, 11, 14, 16, 18, 20, 22] дно колеи представляется в виде кривой, однако мало анализируется, как влияет на характер этой кривой, представляющей собой проекцию поверхности контакта колеса с почвой на плоскость чертежа, действие моментов сил на колесо и возникновение тангенциальных деформаций шин. Данным вопросам посвящается настоящая статья. Рассматривать будем, в основном, колеса с гладким ободом.

На рис. 1 представлены схемы ведущего (а), ведомого приводного (б) и ведомого свободного (в) колес, катящихся с образованием колеи. Ведущее колесо катится под действием движущего момента M_∂ , направленного в сторону вращения, при этом преодолевается сила сопротивления P_c , приложенная в центре C колеса, действующая по горизонтали и направленная противоположно движению центра C . Ведомое приводное колесо движется под действием движущей силы P_∂ , приложенной в центре C и действующей по горизонтали в сторону движения, и преодолевает момент сопротивления M_C , направленный против вращения колеса, а ведомое свободное колесо движется под действием такой же движущей силы P_∂ . Все колёса давят на почву по вертикали с силой

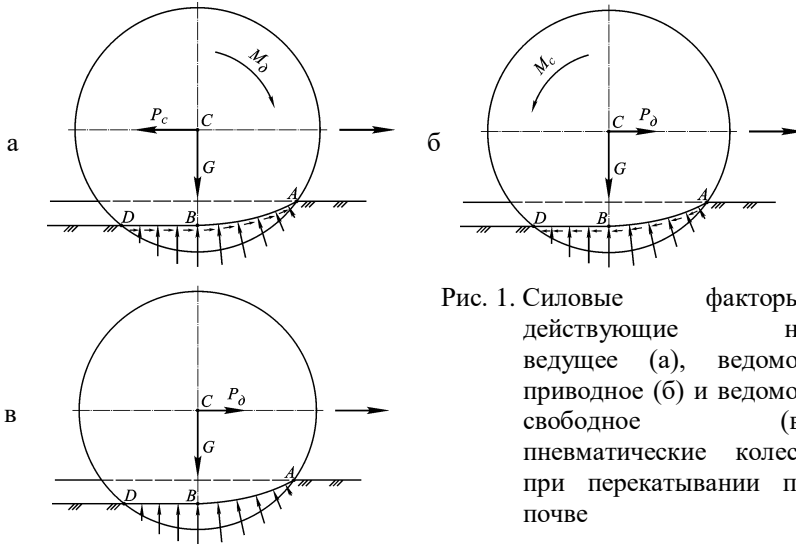


Рис. 1. Силовые факторы, действующие на ведущее (а), ведомое приводное (б) и ведомое свободное (в) пневматические колеса при перекатывании по почве

G , приложенной в центре C . Кроме этих силовых факторов каждое ведомое колесо преодолевает еще момент сопротивления в опоре C из-за потерь на трение в подшипниках, но этот момент весьма мал (к. п. д. подшипников находится в пределах 0,98...0,99), поэтому данным моментом будем пренебрегать. В зонах AB и BD контакта колёс с почвой со стороны почвы на колёса действуют силы реакции. Линия AB представляет собой кривую, которая строится исходя из того, что в зоне контакта колеса с почвой деформируется не только почва, но и колесо.

В общем случае действующие на колесо силы реакции могут быть нормальные и касательные. Нормальные силы направлены по нормали к поверхности контакта колеса с почвой, а касательные силы направлены перпендикулярно нормальным силам в такую сторону, чтобы уравновесить действие движущих сил. Касательные силы появляются в результате скольжения (буксования) колеса относительно почвы, но могут появиться на отдельных участках и при отсутствии скольжения (буксования). При наличии скольжения (буксования) касательная сила равна нормальной, умноженной на коэффициент трения скольжения. Если на протекторе имеется рисунок, то касательная сила зависит от сцепления протектора с почвой.

Колесо совершает плоскопараллельное движение, которое описывается тремя дифференциальными уравнениями, из них два

уравнения описывают движение центра масс C , а третье уравнение описывает вращательное движение вокруг центра C .

Применим уравнение вращательного движения к ведущему колесу (рис. 1, *a*). Обозначим через I_C - момент инерции колеса относительно оси, проходящей через центр C перпендикулярно плоскости движения, а через ψ - угол поворота колеса в сторону движения (в данном случае это по часовой стрелке), тогда:

$$I_C \ddot{\psi} = M_\delta + \sum M_{cpr} , \quad (1)$$

где $\sum M_{cpr}$ - сумма моментов сил реакции почвы относительно центра C , а $\ddot{\psi}$ - угловое ускорение; и моменты, и угловое ускорение считаются положительными, если направлены по часовой стрелке (т. е. по вращению).

При равномерном вращательном движении $\ddot{\psi} = 0$. Подставляя это значение $\ddot{\psi}$ в (1) и решая полученное уравнение, найдём:

$$\sum M_{cpr} = -M_\delta . \quad (2)$$

Из полученного равенства видно, что при равномерном движении колеса сумма $\sum M_{cpr}$ должна быть равна по величине M_δ и направлена противоположно данному моменту M_δ . Это значит, что силы реакции почвы должны действовать в зоне контакта колеса с почвой так, чтобы создать относительно центра C момент, направленный против часовой стрелки. В соответствии с этим на рис. 1, *a* нанесены касательные и нормальные силы реакции почвы. Значительные касательные силы реакции у ведущего колеса образуются благодаря его буксованию, что характерно для такого колеса.

Следует отметить, что благодаря сумме проекций на горизонталь сил реакций почвы обеспечивается преодоление силы сопротивления P_c (рис. 1, *a*).

Для определения нормальных и касательных сил реакций почвы необходимо знать свойства почвы и пневматика сопротивляться деформациям. Почву считаем однородной по своему составу и не содержащей какие-либо включения различной твёрдости. Так как определение сопротивления почвы смятию производится с помощью твёрдомера, плунжер которого опускается в почву вниз вертикально, то в расчетах учитывается показатель сопротивления почвы деформации по вертикали вниз. У колеса (шины) деформация в плоскости его движения может быть радиальная (по радиусу к центру

колеса, т. е. по нормали к окружности недеформируемого колеса) и тангенциальная перпендикулярно радиальной деформации. В дальнейших расчётах будем учитывать обе деформации.

Рассмотрим, как деформируется пневматик и почва после того, как какая либо точка движущегося колеса коснулась поверхности почвы. Рассмотрим это сначала на примере ведущего колеса (рис. 2).

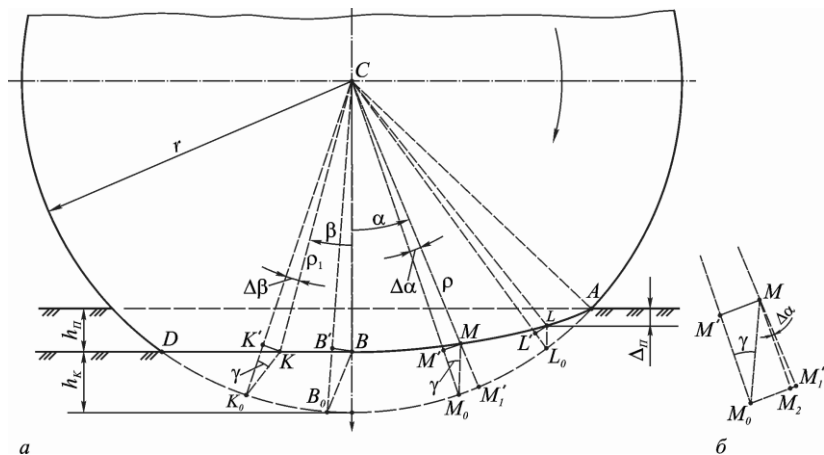


Рис. 2. Схема к анализу деформации ведущего пневматического колеса при качении по почве (а) и изображение радиальной и тангенциальной деформации в точке M шины (б)

Пусть касание точки колеса с почвой произошло в точке A (рис. 2, а). Центр C колеса при этом продолжает двигаться по горизонтали, а колесо поворачиваться по часовой стрелке. Если бы колесо не деформировалось, то через некоторое время конец A радиуса CA оказался бы в точке L_0 , углубившись в почву на величину, соответствующую положению этой точки L_0 . Но колесо деформируется и в радиальном направлении, и по касательной (т. е. перпендикулярно радиусу), и точка L_0 через некоторое время окажется в точке L из-за радиальной деформации L_0L' и тангенциальной деформации $L'L$. Точка L при этом будет в почве на глубине Δ_{II} колеи, которая начинает образовываться (рис. 2, а).

При дальнейшем движении центра колеса и его повороте конец A радиуса CA перешел бы в точку M_0 , если бы не было

деформации пневматика, но из-за радиальной деформации M_0M' точка M_0 приходит в точку M' , а из-за тангенциальной деформации $M'M$ точка M' приходит в точку M , находящейся в почве на соответствующей глубине Δ_{π} от её поверхности. При дальнейшем вращении колеса наступит момент, когда конец A радиуса CA мог бы быть при условии, что пневматик не деформируется, в точке B_0 , но из-за радиальной деформации B_0B' точка B_0 оказывается в точке B' , а из-за тангенциальной деформации $B'B$ точка B' оказывается в точке B , находящейся в почве на глубине h_{π} от её поверхности. Пневматик при этом сдеформируется на величину h_{κ} . Геометрическое место точек $ALMB$ образует линию контакта колеса с почвой в зоне AB .

Изображение на рис. 2 треугольников $L_0L'L$, $M_0M'M$ и $B_0B'B$ не означает, что пневматик сначала деформируется в радиальном направлении, а затем в тангенциальном. Точки пневматика L_0 , M_0 , B_0 при его деформации сразу переходят соответственно в точки L , M , B по прямым L_0L , M_0M и B_0B благодаря одновременной деформации пневматика в радиальном и тангенциальном направлениях при одновременном приложении сил в данных направлениях. Если же в какой либо точке пневматика действует одна сила не по радиусу и не по касательной, то её можно разложить на радиальную и тангенциальную составляющие. Как видно из рис. 2, а, линии L_0L , M_0M и B_0B отклонены от радиусов L_0C , M_0C и B_0C на углы γ , определяемые из соотношений $tg\gamma = \frac{L'L}{L_0L'} = \frac{M'M}{M_0M'} = \frac{B'B}{B_0B'}$, которые верны при условии линейной зависимости деформации от давления на пневматик.

Линиями L_0L , M_0M и B_0B на схеме изображены полные деформации пневматика в соответствующих точках. Мы видим, что имеется некоторое отставание точки контакта колеса с почвой от радиуса, который соответствует положению этой точки. Как это ясно из изложенного, тангенциальные деформации возникают из-за действия момента M_0 .

При дальнейшем движении колеса в зоне BD происходит восстановление размеров пневматика, поэтому после точки B радиусы этой части пневматика возрастают, а глубина колеи, если почва обладает свойством пластичности, остается постоянной. Возрастание

радиусов пневматика произойдет, если учесть его упругие свойства, за счет движения точек обода колеса в обратную сторону по линиям полной деформации. В качестве примера рассмотрим восстановление радиуса CK_0 в зоне BD .

При угле поворота колеса от вертикали β (рис. 2, а) ранее укоротившаяся длина радиуса оказывается восстановленной до размера CK благодаря происшедшему перемещению точки K по прямой полной деформации K_0K , отклоненной от радиуса K_0C на угол γ в ту же сторону, в какую отклонены от радиусов полные деформации B_0B , M_0M и L_0L . Если из точки K провести перпендикуляр до пересечения с радиусом CK_0 , получим точку K' . Отрезок K_0K' представляет собой остаточную радиальную деформацию колеса, а отрезок $K'K$ представляет собой остаточную тангенциальную деформацию. В точке K исчезающая радиальная деформация равна $B_0B' - K_0K'$, а исчезающая тангенциальная деформация равна $B'B - K'K$. Так восстанавливаются размеры колеса в зоне BD колеи. Здесь, как видим, также имеет место отставание точки K контакта колеса с почвой от радиуса CK_0 , который соответствует положению этой точки.

Если зависимость между давлением деформатора на почву q_{II} и деформацией Δ_{II} почвы линейная, то $q_{II} = c_{III} \cdot \Delta_{II}$, где c_{III} - коэффициент объемного смятия почвы, измеряется в H / M^3 . Линейная зависимость применяется при небольших деформациях почвы. При больших деформациях более справедлива параболическая зависимость давления q_{II} от деформации Δ_{II} почвы; в этом случае $q_{II} = c_{III} \sqrt{\Delta_{II}}$, где c_{III} - коэффициент, устанавливаемый опытным путём и измеряемый в $Па / M^{1/2} = H / M^{5/2}$.

Примем, что деформируемая часть поверхности шины является линейно-упругим телом и в радиальном направлении, и в тангенциальном направлении. Обозначим радиальное давление на колесо q_{KP} , а тангенциальное давление q_{KT} . Тогда

$$\left. \begin{aligned} q_{KP} &= c_{KP} \cdot \Delta_{KP}; \\ q_{KT} &= c_{KT} \cdot \Delta_{KT}; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где Δ_{KP} - деформация обода колеса в радиальном направлении; Δ_{KT} - деформация обода колеса в тангенциальном направлении; c_{KP} -

показатель жесткости, устанавливаемый опытным путем и характеризующий сопротивление колеса деформации в радиальном направлении, измеряется в H/M^3 ; $c_{КТ}$ - показатель жесткости, устанавливаемый опытным путем и характеризующий сопротивление колеса деформации в тангенциальном направлении, измеряется в H/M^3 .

Так как радиальное давление перпендикулярно тангенциальному, то результирующее давление на колесо $q_{КРЕЗ}$ равно:

$$q_{КРЕЗ} = \sqrt{q_{КР}^2 + q_{КТ}^2} = \sqrt{c_{КР}^2 \Delta_{КР}^2 + c_{КТ}^2 \Delta_{КТ}^2}. \quad (4)$$

Физический смысл показателя $c_{КР}$ следующий: это нормальная сила давления деформатора (без режущих граней) на единицу поверхности обода колеса, при которой деформатор углубляется вместе с ободом в радиальном направлении на одну единицу глубины. Так как при деформации обода деформатором без режущих граней одна единица его поверхности не отделяется от остальной поверхности, то коэффициент $c_{КР}$ приходится определять расчетным путём, используя опытные данные, получаемые при нормальном давлении на обод колеса по всей его ширине. Такие опытные данные получают при деформации колеса на специальных обжимных стендах, с помощью которых определяется опытная зависимость давления $q_{КР}$ от деформации $\Delta_{КР}$, после чего $c_{КР}$ рассчитывают по формуле, вытекающей из первой зависимости (3):

$$c_{КР} = \frac{q_{КР}}{\Delta_{КР}}.$$

Определение этого показателя может производиться и на стенде, в котором колесо нагружается с помощью бруса в радиальном направлении.

Коэффициент $c_{КР}$ имеет тот же физический смысл, что и коэффициент $c_{ПП}$ объемного смятия почвы, определяемый по диаграмме, которая получается на почвенном твердоме при углублении его плунжера в почву.

Физический смысл показателя $c_{КТ}$ следующий: это касательная сила, которая действует на одну единицу площади обода колеса и обеспечивает смещение (сдвиг) этой площади на одну единицу длины в касательном направлении. Так как при касательном действии на обод одна единица его поверхности не отделяется от остальной поверхности, приходится определять коэффициент $c_{КТ}$

расчетным путём, используя опытные данные, получаемые при касательном воздействии на обод силой трения или другим способом по всей ширине этого обода.

Проведем на рис. 2, а полярную систему координат с полюсом в центре C колеса и углом α , отсчитываемом от полярной оси CB , т. е. от нижнего вертикального радиуса, против вращения колеса. Тогда полярный радиус какой-либо точки M линии контакта колеса с почвой будет равен CM , а полярный радиус другой точки, например L , будет CL .

Построим также на полярной оси CB еще одну полярную систему координат с полюсом в точке C и углом β , отсчитываемом от оси CB по вращению колеса (рис. 2, а). Тогда полярный радиус ρ_1 какой-либо точки K линии контакта колеса с почвой в зоне BD будет равен CK .

Как уже указывалось, деформация почвы Δ_{II} для точки L будет равна глубине образующейся колеи у этой точки или расстоянию от этой точки до поверхности почвы (рис. 2, а), деформация Δ_{II} для точки M будет равна расстоянию от точки M до поверхности почвы, а деформация Δ_{II} для точки B равна h_{II} . Деформации Δ_{KT} на рис. 2, а будут LL' для точки L , MM' для точки M , BB' для точки B и KK' для точки K . Деформации Δ_{KP} будут L_0L' для точки L , M_0M' для точки M , B_0B' для точки B и K_0K' для точки K . Полярные радиусы ρ и ρ_1 и углы α и β характеризуют положения точек линии $AMBD$; располагаются эти полярные радиусы спереди (правее) соответствующих радиусов, характеризующих положения точек на окружности недеформируемого колеса, и отклонены от них на углы $\Delta\alpha$ и $\Delta\beta$. Если продолжить радиус CM до окружности недеформированного колеса, то в пересечении получим точку M'_1 , положение которой связано с углом $\Delta\alpha$.

Схема для определения расстояния MM'_1 представлена на рис. 2, б. Здесь в увеличенном виде даны части радиусов CM_0 и CM'_1 в зоне деформации почвы и колеса (рис. 2, а) и построена линия MM_2 параллельно линии $M'M_0$, ввиду чего $\angle M_0MM_2 = \gamma$, а $\angle M_2MM'_1 = \Delta\alpha$. Линии M_0M' и M'_1M непараллельны, но близки к

параллельным. Поэтому можно считать, что $M_1'M \approx \frac{\Delta_{KP}}{\cos(\Delta\alpha)}$. Так как $\cos(\Delta\alpha)$ близок к 1, то

$$MM_1 \approx \Delta_{KP}. \quad (5)$$

Для описанного явления можно составить ещё следующие соотношения, если учесть приведенные выше зависимости:

$$\left. \begin{aligned} \Delta\alpha &= \frac{\Delta_{KT}}{\rho} = \Delta\beta; \\ \operatorname{tg}\gamma &= \frac{\Delta_{KT}}{\Delta_{KP}}; \\ \rho &= r - MM_1' = r - \Delta_{KP}; \\ r &= \frac{r - h_n - h_k + \Delta_{II}}{\cos\alpha} + MM_1' = \frac{r - h_n - h_k + \Delta_{II}}{\cos\alpha} + \Delta_{KP}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

В соответствии с III законом Ньютона в любой точке линии контакта колеса с почвой имеет место равенство по величине давлений, т. е. давление почвы на колесо равно давлению колеса на почву. Таким образом

$$q_{II} = q_{KPEЗ}, \quad (7)$$

где q_{II} при линейном законе деформации почвы равно $c_{III}\Delta_{II}$, а при параболическом законе деформации почвы равно $c_{III}\sqrt{\Delta_{II}}$.

Совместным решением таких уравнений, как (3) - (7), находится уравнение линии контакта колеса с почвой в зоне AMB , т. е. зависимость ρ от α в зоне AMB . В зоне BD $\rho_1 = \frac{r - h_k}{\cos\beta}$ [20, 22].

Следует отметить, что построенные на рис. 2, а тангенциальные деформации для большей ясности чертежа выполнены крупнее (длиннее), чем они есть в натуре в сравнении с радиальными деформациями.

Обратимся теперь к ведомому приводному колесу (рис. 1, б). Оно отличается от ведущего тем, что вместо движущего момента действует момент сопротивления M_c , а вместо силы сопротивления действует движущая сила P_o . Если для ведомого приводного колеса составить уравнение вращательного движения вокруг центра C , аналогичное уравнению (1), и применить те же обозначения величин, то получим:

$$I_C \ddot{\psi} = -M_c + \sum M_{cрн}, \quad (8)$$

где M_c , как уже указывалось, является моментом сопротивления; он снимается с колеса для привода в движение механизмов машины.

При равномерном вращательном движении $\ddot{\psi} = 0$. Подставляя это значение $\ddot{\psi}$ в (8), получим:

$$0 = -M_c + \sum M_{cпр}. \quad (9)$$

Правая часть полученного равенства будет равна нулю, если у суммы $\sum M_{cпр}$ будет знак „+” как в уравнении (9), т. е. если эта сумма моментов будет направлена противоположно моменту M_c , и если по величине сумма $\sum M_{cпр}$ будет равна M_c . Это значит, что при равномерном движении колеса сумма моментов $\sum M_{cпр}$ должна быть направлена по часовой стрелке, т. е. касательные силы реакции, образующие эту сумму моментов, должны быть направлены так, как показано на рис. 1, б (знак у суммы моментов $\sum M_{cпр}$ при этом будет „+”).

Рассмотрим, как деформируются почва и пневматик при качении колеса в качестве ведомого приводного. Схема этого качения показана на рис. 3. Пусть касание точки колеса с почвой произошло в точке A . Центр C колеса продолжает двигаться, а колесо поворачивается по часовой стрелке. Если бы колесо не деформировалось, то через некоторое время конец A радиуса CA оказался бы в точке L_0 , углубившись в почву на величину, соответствующую положению этой точки L_0 . Но колесо деформируется и точка L_0 через некоторое время окажется в точке L из-за радиальной деформации L_0L' и тангенциальной деформации $L'L$. Точка L при этом будет в почве на глубине Δ_{II} .

При дальнейшем повороте колеса конец A радиуса CA перешел бы в точку M_0 , если бы не было деформации пневматика, но из-за радиальной деформации M_0M' приходит в точку M' , а из-за тангенциальной деформации MM' точка M' приходит в точку M , находящейся в почве на глубине Δ_{II} от её поверхности. При дальнейшем вращении колеса наступит момент, когда конец A радиуса CA мог бы быть в точке B_0 (при условии, что пневматик не деформируется), но из-за радиальной деформации B_0B' точка B_0 оказывается в точке B' , а из-за тангенциальной деформации $B'B$

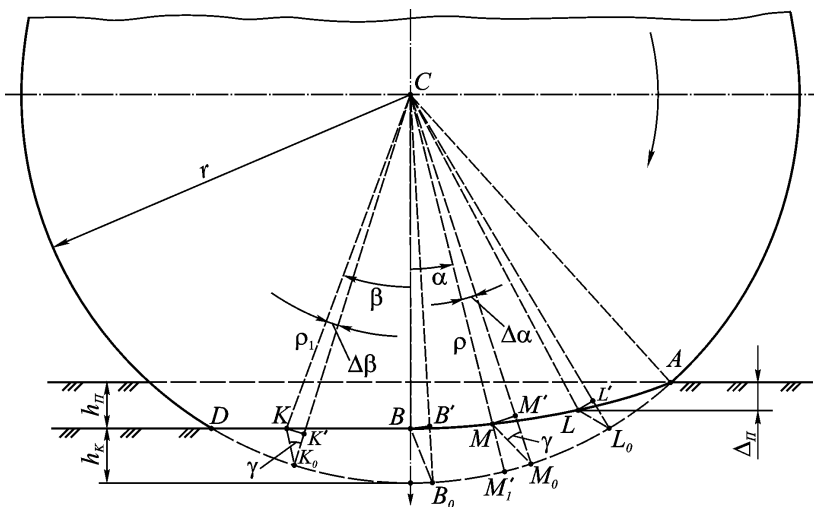


Рис. 3. Схема к анализу деформации ведомого приводного пневматического колеса при качении по почве

точка B' оказывается в точке B , находящейся в почве на глубине $h_{\text{П}}$. Пневматик при этом сдеформируется на величину $h_{\text{К}}$. Так образуется линия $ALMB$ контакта колеса с почвой в зоне AB .

Как видно из рис. 3, линии L_0L , M_0M и B_0B отклонены от радиусов L_0C , M_0C и B_0C по направлению вращения колеса на углы

γ , определяемые из соотношения $tg\gamma = \frac{L'L}{L_0L'} = \frac{M'M}{M_0M'} = \frac{B'B}{B_0B'}$, которые

справедливы при линейной зависимости деформации пневматика от давления на него. Из-за отклонения полных деформаций от радиусов на углы γ имеется некоторое отставание точки контакта колеса с почвой от радиуса недеформированного колеса, который соответствует положению этой точки.

Во время дальнейшего движения колеса в зоне BD происходит восстановление размеров пневматика вследствие его упругости, при этом радиусы точек возрастают, а глубина колеи не меняется, если почва обладает свойством пластичности. При угле β поворота колеса от вертикали (рис. 3) ранее укоротившаяся длина радиуса оказывается восстановленной до размера CK благодаря происшедшему перемещению точки K по прямой полной деформации

K_0K , отклоненной от радиуса K_0C на угол γ в ту же сторону, в какую отклонены от соответствующих радиусов полные деформации B_0B , M_0M , L_0L . Проводя из точки K перпендикуляр к радиусу CK_0 , получим в пересечении точку K' . Отрезок K_0K' представляет собой оставшуюся радиальную деформацию, а отрезок $K'K$ представляет собой оставшуюся тангенциальную деформацию. В точке K исчезающая радиальная деформация равна $B_0B' - K_0K'$, а исчезающая тангенциальная деформация равна $B'B - K'K$. Как видим, в зоне BD линии контакта колеса с почвой также имеет место опережение точкой указанной линии радиуса CK_0 , который соответствует положению данной точки.

И для ведомого приводного колеса также, как для ведущего колеса, построим две полярные системы координат с полюсом в центре C , полярной осью CB и углами α и β . Полярный угол α будем отсчитывать от оси CB против часовой стрелки, а полярный угол β будем отсчитывать от оси CB по часовой стрелке. В первой системе координат полярный радиус будет ρ , на схеме он равен CL , CM , CB и является функцией угла α . Во второй системе координат полярный радиус будет ρ_1 , на схеме он равен CK и является функцией угла β .

Для процесса взаимодействия ведомого приводного колеса с почвой справедливы соотношения и зависимости, составленные для ведущего колеса, а именно, чему равны Δ_{II} , Δ_{KP} и Δ_{KT} , а также формулы (3) и (4) и предшествующие им зависимости давления на почву от её деформации, формулы (5) – (7) и равенство $\rho_1 = (r - h_K) / \cos \beta$ [20, 22].

Сделанное ранее по рис. 2, а замечание, что тангенциальная деформация для большей ясности чертежа изображена более длинным отрезком, чем следовало его изобразить, учитывая соотношение между тангенциальной и радиальной деформациями, остаётся в силе и применительно к рис. 3. Тангенциальные деформации в данном случае возникают из-за действия момента M_c .

Рассмотрим теперь ведомое свободное колесо (рис. 1, в и 4), которое отличается от ведомого приводного тем, что на него не действует момент сопротивления M_c . Если для него составить уравнение вращательного движения, аналогичное уравнениям (1) и (8), то это уравнение примет вид:

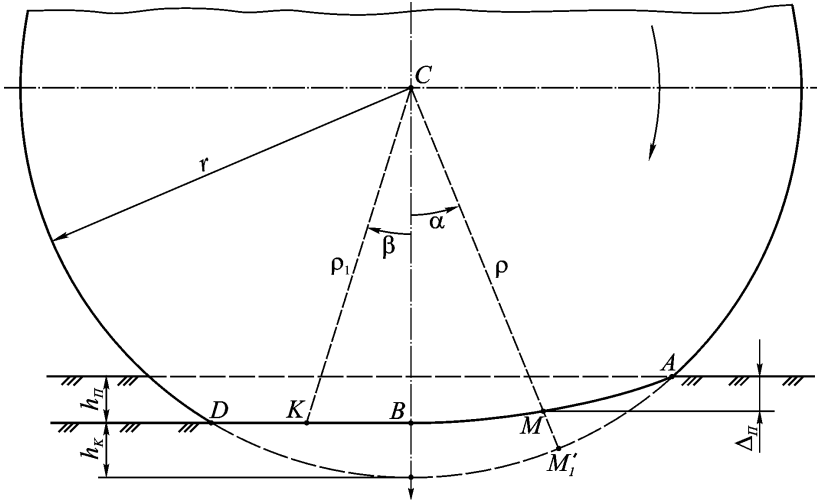


Рис. 4. Схема к анализу деформации ведомого свободного пневматического колеса при качении по почве

$$I_c \ddot{\psi} = \sum M_{cпр}. \quad (10)$$

При равномерном вращательном движении $\ddot{\psi} = 0$. Подставляя это значение $\ddot{\psi}$ в равенство (10), получим:

$$\sum M_{cпр} = 0. \quad (11)$$

Из полученного равенства следует, что для равномерного движения свободного колеса сумма моментов сил реакции почвы относительно центра C должна быть равна нулю. Это может иметь место при таких направлениях сил реакции почвы, при которых одна часть из них образует момент относительно центра C , направленный против часовой стрелки, другая часть сил образует момент относительно центра C , направленный по часовой стрелке, а у третьей части сил линии действия проходят через центр C , ввиду чего момент этих сил относительно центра C равен нулю.

Как видно из рис. 1, в, нормальные силы реакции в зоне AB линии контакта свободного колеса с почвой направлены так, что образуют моменты относительно центра C , направленные против часовой стрелки (т. е. это моменты со знаком „-“), а силы реакции в зоне BD образуют моменты относительно центра C , направленные по часовой стрелке (т. е. это моменты со знаком „+“). Ввиду этого,

удовлетворение равенства (11) возможно, если будет равна нулю сумма $\sum M_{cрп}$, равная $\sum M_{cрп}^{BD} - \sum M_{cрп}^{AB}$, где $\sum M_{cрп}^{BD}$ - сумма моментов сил реакций почвы в зоне BD относительно центра C , а $\sum M_{cрп}^{AB}$ - сумма моментов сил реакций почвы в зоне AB также относительно центра C . В итоге получаем, что при равномерном качении ведомого свободного колеса имеется возможность, чтобы в зависимости от соотношения моментов $\sum M_c^{BD}$ и $\sum M_c^{AB}$ при действии одних только нормальных сил реакций (без касательных сил) существовало равенство

$$\sum M_{cрп}^{BD} - \sum M_{cрп}^{AB} = 0, \quad (12)$$

из которого следует, что сумма $\sum M_{cрп}^{BD}$ должна быть равна сумме $\sum M_c^{AB}$ и противоположно направлена. Таким образом, если $\sum M_{cрп}^{BD}$ и $\sum M_{cрп}^{AB}$ равны по величине, то требование равенства (12) обеспечивается. Но не всегда эти суммы моментов равны. Степень их близости по величине зависит от глубины колеи, деформации пневматика и положения мгновенного центра вращения колеса.

Если к этому явлению применить теорию качения колеса по почве, разработанную академиками В.П. Горячкиным, В.А. Желиговским, П.М. Василенко и их учениками [1, 2, 4, 6, 7, 8, 20, 21, 23], то можно установить, что при нахождении мгновенного центра вращения выше точки B колесо катится с буксованием и при этом касательные силы реакции направлены так, что образуют относительно центра C момент, направленный против вращения колеса (т. е. со знаком „-“). Если мгновенный центр вращения находится в точке B , то колесо катится без скольжения и буксования, и при этом касательные силы реакции почвы имеются, но они незначительны. При нахождении мгновенного центра вращения ниже точки B колесо катится со скольжением, касательные силы реакции почвы при этом имеются, но их величины и направления зависят от расстояния от точки B до мгновенного центра вращения. При небольшом таком расстоянии касательные силы в зоне AB контакта колеса с почвой незначительны и могут быть направлены так, что часть из них образует момент относительно центра C , направленный по часовой стрелке, а другая часть образует такой момент, направленный против часовой стрелки. С ростом расстояния от точки B до мгновенного центра вращения, находящегося ниже точки B , момент части сил реакций почвы, действующий по часовой стрелке, увеличивается, а момент

части сил реакций почвы, действующий против часовой стрелки уменьшается вплоть до нуля, после чего на колесо будет действовать только момент сил реакций, направленный по часовой стрелке (т. е. по вращению колеса).

Из изложенного следует, что равенство моментов $\sum M_{срп}^{BD}$ и $\sum M_{срп}^{AB}$ по величине при противоположных их направлениях достигается, когда мгновенный центр вращения свободного колеса находится в точке B или несколько ниже точки B . Равномерное вращение пневматика при этом осуществляется в соответствии с равенством (12) и если при движении колеса данное равенство стало не выполняться, то свободное колесо задерживается в своём вращении (скользит) или, наоборот, ускоряет своё вращение до тех пор, пока снова не будет удовлетворено равенство (12). В течение этого переходного периода времени качение колеса может осуществляться с ускорением. Таким образом, свободное колесо устанавливает характер своего качения в соответствии с равенством (12) также, как ведущее и ведомое приводное колеса сами устанавливают характер своего качения в соответствии с приведенными выше равенствами (1), (2), (8) и (9), при выполнении требований которых может быть движение равномерное или с ускорением.

Ввиду того, что при качении ведомого свободного пневматика в зоне его контакта с почвой отсутствуют значительные касательные силы реакции почвы, в расчетах при выведении уравнения линии контакта колеса с почвой можно не учитывать тангенциальные деформации колеса и касательные силы реакции почвы.

Построим теперь на рис. 4 две полярные системы координат с полюсом в центре колеса C , полярной осью CB и углами α и β . Полярный угол α отсчитывается от оси CB против часовой стрелки, а угол β отсчитывается от той же оси CB по часовой стрелке. В первой системе координат полярный радиус будет ρ (он равен CM) и он является функцией угла α , а во второй системе координат полярный радиус будет ρ_1 (он равен CK) и является функцией угла β .

Так как тангенциальные деформации свободного колеса незначительны и мы их не учитываем, то уравнения (3) – (7), выведенные для ведущего колеса, справедливы и для ведомого свободного колеса, если принять $\Delta_{KT} = 0$. Решением указанных уравнений для условий, когда почва деформируется в вертикальном направлении и является линейно-деформируемым телом, установлена

следующая зависимость полярного радиуса ρ от влияющих факторов [20, 22]:

$$\rho = \frac{r \left(1 + \frac{c_K}{c_{Пл}} \right) - h_n - h_K}{\frac{c_K}{c_{Пл}} + \cos \alpha}. \quad (13)$$

Аналогичная зависимость ρ от α получена и для случая, когда почва сопротивляется деформации по параболической закономерности [22].

По этим зависимостям проведены расчеты, а по результатам расчетов построены линии контакта ряда колёс с почвой; эти линии имеют такой же характер, как линия $AMB D$ на рис. 1, в и 4. Эти линии представляют собой плавные кривые, их радиусы кривизны больше радиуса колеса. Результаты расчетов показали, что чем больше показатель c_K в сравнении с $c_{Пл}$ и $c_{Пл}$, тем меньше деформируется колесо, и чем больше показатели $c_{Пл}$ и $c_{Пл}$ в сравнении с c_K , тем меньше сминается почва.

Такой характер линии $AMB D$ контакта колеса с почвой подтверждается экспериментами многих авторов [5, 11, 14, 16, 18]. Наиболее подробно результаты экспериментов изложены в работе А.П. Маршака [14].

Следует отметить, что при небольших значениях тангенциальных деформаций Δ_{KT} существенной погрешности не будет, если при выводе уравнений линий контакта ведущего и ведомого приводного колёс с почвой не будут учтены эти деформации.

Благодаря протектору покрывки улучшается сцепление колес с почвой и повышается стабильность их хода; при этом уменьшается буксование ведущего колеса и скольжение ведомого колеса. Относительно поверхностей контакта с почвой таких колес можно с известным приближением считать, что эти поверхности проходят по середине между выступами и впадинами протектора.

Литература

1. Андреев А.А. Аналитическая разработка некоторых вопросов кинематики колес сельскохозяйственных машин // Сборник трудов по земледельческой механике. Т. II. – М.: Сельхозгиз, 1954. – С. 3 - 12.

2. Андреев А.А. Вопросы кинематики перекачивания жесткого колеса с образованием колеи // Сборник трудов по сельскохозяйственной механике. Т. III. – М.: Сельхозгиз, 1956. – С. 3 - 25.
3. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия, 1988. – 224 с.
4. Василенко П.М. К теории качения колеса со следом // Сельхозмашина. – 1950. – №9. – С. 11 – 15.
5. Водяник И.И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы). – М.: Агропромиздат, 1990. – С. 172.
6. Горячкин В.П. Собрание сочинений, т. I. – М.: Изд. „Колос”, 1965. – С. 262 - 280.
7. Горячкин В.П. Собрание сочинений, т. III. – М.: Изд. „Колос”, 1965. – С. 5 - 13.
8. Желиговский В.А. Элементы теории почвообрабатывающих машин и механической технологии сельскохозяйственных материалов. – Тбилиси: Груз. сельхозинститут, 1960. – 147 с.
9. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. I (ч. 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: ОКО, 2001. – 444 с.
10. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1959. – 295 с.
11. Каипов А.И. К выбору пневматических шин для колес с. х. машин // Сельхозмашина. – 1955. – №8. – С. 20 – 22.
12. Кленин Н.И., Сақун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Колос, 1980. – 671 с.
13. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль (теория эксплуатационных свойств). – М.: Машиностроение, 1989. – 364 с.
14. Маршак А.Л. О форме поверхности пневматических колес при контакте их с почвой // Сельхозмашина. – 1956. – №3. – С. 22 – 24.
15. Маршак А.Л. Сопrotивление качению пневматических колес с. х. машин // Сельхозмашина – 1957. – № 1. – С. 13 – 15.
16. Омельянов А.Е. О применении пневматических колес на с. х. машинах // Сельхозмашина – 1948. – №5. – С. 15 – 17.
17. Работа автомобильной шины / В.Н. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев; Под. ред. В.Н. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
18. Сиротюк В.Н. Взаимодействие пневматической шины низкого давления с дерниной // Науч. тр. Львовск. сельскохоз. ин-та. Т. 84, 1979. – С. 19 – 25.

19. Тарновский В.Н., Гудков В.А., Третьяков О.Б. Автомобильные шины: Устройство, работа, эксплуатация, ремонт. – М.: Транспорт, 1990. – 272 с.

20. Хайлис Г.А. К теории качения пневматического колеса // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1967. – №2. – С. 18-25.

21. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: УСХА, 1992. – 240 с.

22. Хайлис Г.А., Билецкий Д.Н., Колядинский 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.

23. 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.

УДК 631.35:633.521

Г.А. Хайліс, д.т.н., В.І. Волошин, М.М. Толстушко, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ РОЗПУШУВАЧА СТЕБЛОВОЇ СТРІЧКИ ЛЬОНУ

У статті наведено результати теоретичного дослідження взаємодії пальців розпушувача зі стеблами стрічки льону. Виведено аналітичні залежності для обґрунтування параметрів і режимів роботи розпушувача.

Постановка проблеми. Важливим завданням льонарської галузі сільського господарства є підвищення якості виконання технологічних операцій збирання льону на підставі розроблення нових та вдосконалення наявних робочих органів льонозбиральних машин [1, 2]. При механізованому збиранні льону за несприятливих погодних умов стеблова стрічка розстилається на вологий ґрунт або на вологий рослинний покрив льоновища, підсихає разом з ним і ніби прилипає до льоновища. В зв'язку з цим при підніманні стеблової стрічки необхідно її спочатку відірвати від поля шляхом зсуву або іншого переміщення. Такі задачі розв'язуються за допомогою машин, які називаються розпушувачами. Ці машини містять диски з пальцями, що обертаючись

відривають стрічку від льоновища. Для обґрунтування параметрів і режимів роботи розпушувача необхідно проаналізувати взаємодію його пальців зі стеблами стрічки льону.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що робота подібних машин мало досліджена. Відомі лише дослідження механізмів, що працюють як підбирачі стеблової стрічки [1, 2, 3, 4].

Мета дослідження – проаналізувати взаємодію пальців розпушувача зі стеблами стрічки льону та вивести аналітичні залежності для обґрунтування його параметрів і режимів роботи.

Результати дослідження. На рис. 1 представлена схема диска розпушувача з радіально розміщеними пальцями, а також зображено розстелені на льоновищі стебла. Диск обертається з кутовою швидкістю ω навколо осі, яка проходить через точку O перпендикулярно площині руху диска і рухається разом з машиною поступально зі швидкістю v_M . Стебла лежать на льоновищі і сильно до нього прилипли. Для їх відривання від поля палець розпушувача в початковому положенні повинен бути розміщений так, щоб його нижній кінець був нижче стебла. Таке положення пальця AB показано на рис. 1, де його заглиблення у рослинний покрив позначено Δ_H . Значення Δ_H повинно бути більшим за діаметр стебла, але не більшим за два його діаметри. За таких умов можна рахувати, що сила Q , яка необхідна для зсуву стебла і відривання його від поля, діє на нижню частину пальця. Експерименти показали, що сила Q тим більша, чим більше переміщення кінця пальця в сторону зсуву стебла.

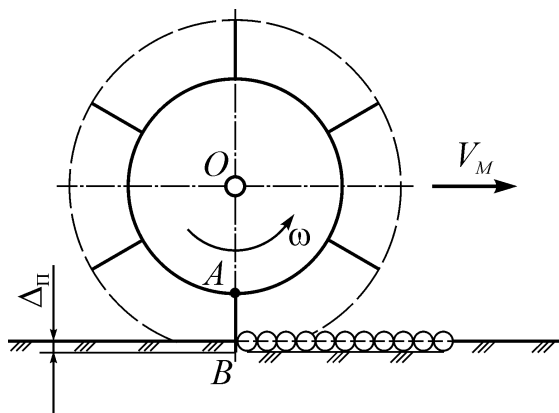


Рис. 1. Схема, яка ілюструє необхідне заглиблення пальця розпушувача в ґрунт для захоплення стебла льону

Оскільки переміщення дорівнює добутку радіуса обертання пальця на кут його повороту, то залежність сили Q від факторів впливу можна представити у такому вигляді:

$$Q \approx c \cdot r_{II} \cdot \alpha, \quad (1)$$

де c – коефіцієнт пропорційності, Н/мм; r_{II} – відстань від центра O диска до нижньої (зовнішньої крайньої) точки пальця, мм; α – кут повороту пальця вгору, починаючи від нижнього вертикального положення, рад.

Сила Q діє на палець так, що він притягується до тієї точки льоновища, де знаходилось стебло в початковий момент часу. Ця точка розміщена дещо нижче точки перетину вертикалі, яка проходить через центр O , з поверхнею льоновища (про що вище зазначалось).

Припустимо, що палець AB (рис. 2) під час руху з положення A_0B_0 , в якому він захопив стебло, повернувся на кут α і перемістив за собою стебло в деяку точку M . Визначимо закономірність руху даного стебла M . Спочатку розглянемо сили, які діють на стебло: це сила ваги G , нормальна реакція N , сила тертя F_T зі сторони пальця і сили інерції. Дане явище – це відомий з теоретичної механіки випадок відносного руху матеріальної точки (за яку приймаємо стебло). Диференційне рівняння такого руху в векторній формі має вигляд (без урахування опору середовища):

$$m \cdot \vec{w}_r = \sum \vec{P} + \vec{N} + \vec{F}_e^i + \vec{F}_\kappa^i, \quad (2)$$

де m – маса стебла; \vec{w}_r – відносне прискорення стебла; $\sum \vec{P}$ – геометрична сума діючих на стебло активних сил; \vec{N} – нормальна реакція пальця на стебло; \vec{F}_e^i – переносна сила інерції; \vec{F}_κ^i – коріолісова сила інерції.

Проведемо вздовж пальця, починаючи від центра O обертання диска, рухому вісь Oy (рис. 2) з початком в точці O ; вісь пов'язана з пальцем і рухається разом з ним. Проектуватимемо на цю вісь рівняння (2), після чого отримаємо:

$$m \cdot \ddot{y} = \sum P_y + N_y + F_{ey}^i + F_{\kappa y}^i, \quad (3)$$

де \ddot{y} – проекція відносного прискорення стебла на вісь Oy , яка рівна $\frac{d^2 y}{dt^2}$, де t – час; $\sum P_y$ – сума проєкцій на вісь Oy активних сил; N_y – проєкція на вісь Oy нормальної реакції пальця на стебло;

F_{ey}^i – проекція на вісь Oy переносної сили інерції; $F_{кy}^i$ – проекція на вісь Oy коріолісової сили інерції.

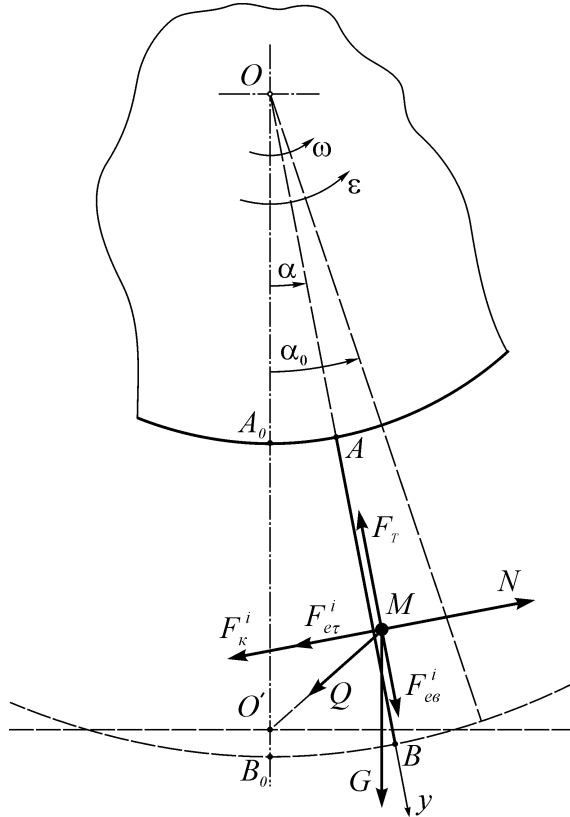


Рис. 2. Сили, які діють на стебло льону після його захоплення пальцем розпушувача

У даному випадку заданими є такі сили: G , N , F_T і Q . Сила G діє вертикально вниз і рівна за величиною $m \cdot g$, де g – прискорення вільного падіння. Сила N напрямлена перпендикулярно лінії AB пальця в сторону стебла, сила F_T діє вздовж лінії пальця в бік, протилежний напрямку швидкості стебла відносно пальця, а сила Q , як зазначалось, діє вздовж лінії від точки M до точки, яка розміщена дещо нижче точки O' . Місце розташування цієї точки залежить від діаметра стебла і глибини його розташування в ґрунті. Діаметр стебла

та глибина його розташування можуть змінюватись, але в малому діапазоні значень. Тому не буде великої помилки вважати, що сила Q діє вздовж лінії від точки M до точки O' . Таке допущення дозволить спростити рішення задачі.

Кут $O'MO$, під яким діє сила Q на палець, визначається з трикутника $O'MO$. В цьому трикутнику сторона $O'O$ рівна $r_{II} - \Delta_{II}$, сторона OM рівна y , а кут між цими сторонами рівний α . Тоді довжина сторони $O'M$ за теоремою косинусів дорівнює:

$$O'M = \sqrt{(r_{II} - \Delta_{II})^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \cos \alpha}. \quad (4)$$

Для визначення кута $O'MO$ скористаємося теоремою синусів, тоді будемо мати:

$$\frac{r_{II} - \Delta_{II}}{\sin(\angle O'MO)} = \frac{\sqrt{(r_{II} - \Delta_{II})^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \cos \alpha}}{\sin \alpha},$$

звідки

$$\sin(\angle O'MO) = \frac{(r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r_{II} - \Delta_{II})^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \cos \alpha}}. \quad (5)$$

Звідси можна визначити кут $O'MO$:

$$\angle O'MO = \arcsin \left(\frac{(r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r_{II} - \Delta_{II})^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \cos \alpha}} \right). \quad (6)$$

Розглянувши задані сили і кути, під якими вони діють, проаналізуємо тепер здійснювані рухи і характер сил інерції. При таких рухах машини і пальця, які вони здійснюють, переносними рухами стебла є поступальний рух машини зі швидкістю v_M та обертальний рух пальця з кутовою швидкістю ω . При поступальному, прямолінійному і рівномірному русі машини її прискорення рівне нулю; це означає, що сила інерції такого переносного руху також дорівнює нулю, внаслідок чого в формулах вона відсутня. При обертальному русі пальця має місце доцентрове прискорення його точок, а якщо це обертання нерівномірне, тоді у точок пальця будуть ще й тангенційні прискорення. За наявності таких прискорень виникають відповідні сили інерції. Отже, переносна сила інерції \vec{F}_e^i дорівнює:

$$\vec{F}_e^i = \vec{F}_{ea}^i + \vec{F}_{er}^i, \quad (7)$$

де \vec{F}_{ea}^i – переносна відцентрова сила інерції (напрявлена протилежно напрямку доцентрового прискорення); \vec{F}_{er}^i – переносна тангенційна (дотична) сила інерції (напрявлена протилежно напрямку тангенційного або дотичного прискорення).

Сила \vec{F}_{ea}^i спрявлена в напрямку осі Oy і рівна $m \cdot \omega^2 y$, де y – координата точки M (відстань OM), а сила \vec{F}_{er}^i рівна $m \cdot y \cdot \varepsilon$, де ε – кутове прискорення пальця. Ці сили зображені на рис. 2. На схемі показано також напрям прискорення ε , що співпадає з напрямом обертання пальця.

Коріолісова сила інерції \vec{F}_k^i рівна за величиною $m \cdot w_k$, де w_k – прискорення коріоліса, яке рівне $2 \cdot \omega \cdot v_r$, де v_r – швидкість стебла відносно пальця, тобто \dot{y} . Для розрахунків приймаємо, що швидкість $v_r = \dot{y}$ спрявлена в додатній бік осі Oy ; ця швидкість може бути рівна нулю або мати напрям у від’ємний бік осі Oy . Напрямок прискорення коріоліса знаходиться при рішенні задачі в площині, якщо повернути вектор \vec{v}_r на 90° в напрямку кутової швидкості ω . Якщо це зробити для нашого випадку, то прискорення \vec{w}_k співпадатиме за напрямком з вектором N (рис. 2), а коріолісова сила інерції спрявлена протилежно \vec{w}_k . З викладеного вище слідує, що $F_k^i = 2 \cdot m \cdot \omega \cdot \dot{y}$.

На основі викладеного побудовані усі сили на рис. 2, які діють на стебло. А тепер розглянемо, чому рівні складові, що містяться в правій частині рівняння (3).

Отже, $\sum P_y = Q \cos(180^\circ - \angle O'MO) + G \cdot \cos \alpha - F_T$, причому $F_T = f \cdot N$, де f – коефіцієнт тертя ковзання стебла на пальці. Проекція N_y сили N на вісь Oy дорівнює нулю, $F_{ey}^i = F_{ea}^i$, а $F_{ky}^i = 0$. Для визначення сили F_T потрібно знати N . Цю силу ми визначимо, складаючи суму проекцій сил на вісь, перпендикулярну осі Oy , і прирівнюючи її до нуля. Останнє є справедливим, оскільки в напрямку, перпендикулярну осі Oy , немає відносного руху. Тоді отримаємо:

$$N - F_k^i - F_{er}^i - Q \cdot \sin(180^\circ - \angle O'MO) - G \cdot \sin \alpha = 0,$$

звідки

$$N = F_k^i + F_{er}^i + G \cdot \sin \alpha + Q \cdot \sin(\angle O'MO), \quad (8)$$

а (з урахуванням того, що $G = m \cdot g$) F_T буде

$$F_T = f \cdot N = f \left(2 \cdot m \cdot \omega \cdot \dot{y} + m \cdot y \cdot \varepsilon + m \cdot g \cdot \sin \alpha + Q \cdot \sin(\angle O'MO) \right), \quad (3)$$

урахуванням рівностей (1) і (5) отримаємо:

$$F_T = f \cdot \left(m \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot y \cdot \varepsilon + 2 \cdot m \cdot \omega \cdot \dot{y} + \frac{c \cdot r_{II} \cdot \alpha \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r_{II} - \Delta_{II})^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \cos \alpha}} \right). \quad (9)$$

Це значення F_T підставляється у вищенаведену рівність для визначення $\sum P_y$. Підставляючи в праву частину рівності (3) значення $\sum P_y$ і F_{ey}^i , з урахуванням $N_y = F_{ky}^i = 0$ та (5), отримаємо:

$$m \cdot \ddot{y} = -c \cdot r_{II} \cdot \alpha \times$$

$$\times \cos \left(\arcsin \left(\frac{(r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r_{II} - \Delta_{II})^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \cos \alpha}} \right) \right) +$$

$$+ m \cdot g \cdot \cos \alpha - f \cdot \left(m \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot y \cdot \varepsilon + 2 \cdot m \cdot \omega \cdot \dot{y} + \frac{c \cdot r_{II} \cdot \alpha \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r_{II} - \Delta_{II})^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \cos \alpha}} \right) + m \cdot \omega^2 \cdot y,$$

звідки

$$\ddot{y} + 2 \cdot f \cdot \omega \cdot \dot{y} - (\omega^2 - f \cdot \varepsilon) \cdot y + \frac{c \cdot r_{II} \cdot \alpha}{m} \times$$

$$\times \left(\cos \left(\arcsin \left(\frac{(r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r_{II} - \Delta_{II})^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \cos \alpha}} \right) \right) \right) +$$

$$+ \frac{f \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r_{II} - \Delta_{II})^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot (r_{II} - \Delta_{II}) \cdot \cos \alpha}} = g \cdot (\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha). \quad (10)$$

Висновки. Отримане диференційне рівняння (10) описує взаємодію пальця розпушувача зі стеблом стрічки льону під час його відривання від льоновища. Рішенням цього нелінійного рівняння за допомогою універсальної системи комп'ютерної математики Maple V Release 10.0 знаходиться залежність координати y стебла від часу t та інших факторів, якщо заданий закон руху пальця. Диференційне

рівняння (10) одержано на основі рівності (1), яка представляє лінійну залежність сили Q від кута α , але це рівняння (10) буде справедливим і для тих випадків, коли стебла відриваються від трави льоновища за таким же лінійним законом.

Література

1. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
2. Льюноборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
3. Кленин Н.И., Сақун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Колос, 1980. – С. 334 – 338.
4. Хайліс Г.А., Цикалюк Ю.О. До теорії взаємодії пальця підбирача з стеблом // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 4. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – С. 156 – 161.

УДК 631.358

Г.А. Хайліс, д.т.н., Л.М. Дацюк, к.т.н., С.Ф. Юхимчук, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА, ЯКИЙ ВРАХОВУЄ ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ НА ЗГИН ПАСУ НАВКОЛО ШКІВА І ТЕРТЯ В РОЛИКОВІЙ ОПОРІ

У пропонованій статті наводяться результати досліджень для визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин пасу навколо шківів і тертя в роликівій опорі брального апарату. Встановлено параметри, які мають вплив на значення коефіцієнта.

Постановка проблеми. При розробці і дослідженні пасових апаратів, необхідно знати втрати енергії на згин пасу навколо шківів і тертя в роликівій опорах. Знаючи ці втрати, можна розрахувати параметри брального апарату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження для визначення значень коефіцієнта, про який іде вище мова, раніше не проводились.

Мета дослідження полягає у визначенні коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин паса навколо шківів і тертя в роликівій опорі.

Результати дослідження. Коефіцієнт, який враховує втрати енергії на згин паса навколо шківів (роликів) бральної секції і тертя в роликівій опорі, позначається [1] $k_{нз}$ і рівний виразу $1 - \frac{S_2}{S_1}$, де S_2 – сила натягу вітки 1 (рис. 1), а S_1 – сила натягу вітки 2 паса; таким чином, $k_{нз} = 1 - \frac{S_2}{S_1}$. Цей коефіцієнт залежить від параметрів паса та діаметра шківів (роликів), який знаходиться в межах від 100 до 240 мм.

Ми його визначали за допомогою лабораторної установки (рис. 1).

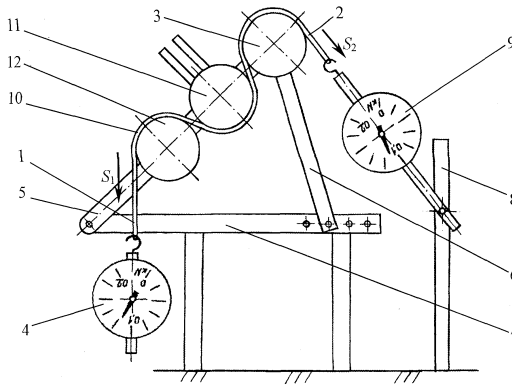


Рис. 1. Установка для визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин паса навколо шківів і тертя в опорі: 1 – вітка натягу паса силою S_1 ; 2 – вітка натягу паса силою S_2 ; 3, 11, 12 – шків; 4, 9 – динамометр; 5 – брус; 6 – підпор; 7 – стіл; 8 – опора; 10 – пас

Установка для визначення коефіцієнта (рис. 1) складається із закріплених на похилому брусі 5 стола 7 трьох шківів 3, 11, 12. Шківів мають діаметр 145 мм і ширину 100 мм, тобто розміри ведучих шківів бральної апарату машини. Конструкція стола 7 передбачає зміну кута нахилу бруса 5. Це забезпечується положенням підпору 6 відносно станини стола 7. Крім того, середній шків 11 можна зміщувати відносно бокових вгору і вниз. Для цього на брусі 5 розміщені направляючі. Шківів 3, 11, 12 вільно обертаються на нерухомих осях і охоплюються пасом 10. Функцію паса виконує частина довжиною 1,2 м брального паса, який використовується на льонобралках ТЛН-1,5 [2]. Верхній кінець паса 10 за допомогою гачка з дроту кріпиться до

динамометра 9, а до нижньої частини паса 10 приєднаний динамометр 4. Різні кути обхвату шківів 3, 11, 12 пасом 10 регулюють за допомогою переміщення середнього шківів 11 в напрямлюючих брусах 5 і нахилом підпора 6 стола 7, а також переміщенням динамометра 9 на опорі 8.

Досліди проводились в лабораторних умовах. Частина брального паса надівається на шків 3, один кінець паса з'єднується з динамометром 9, а другий його кінець з'єднується з динамометром 4. Натягуючи пас динамометром 4, заставляємо пас проковзнути по шківу 3, знімаючи в цей час покази динамометрів 9 і 4. Динамометр 9 показує силу S_2 , а динамометр 4 показує силу S_1 . Знаючи S_2 і S_1 , знаходять $k_{нз}$ за наведеною вище формулою: $k_{нз} = 1 - S_2/S_1$.

Такі досліди проводились під час обхвату пасом одного шківів 3 на кут $\approx 90^\circ$ і кут $\approx 180^\circ$, шківів 3 і 11 на кут $\approx 160^\circ + 90^\circ = 250^\circ$ і $\approx 160^\circ + 180^\circ = 340^\circ$, шківів 3, 11 і 12 на кути $\approx 160^\circ + 160^\circ + 90^\circ = 410^\circ$ і $\approx 160^\circ + 160^\circ + 180^\circ = 500^\circ$. Схеми таких обхватів показані на рис. 2, а, б і в.

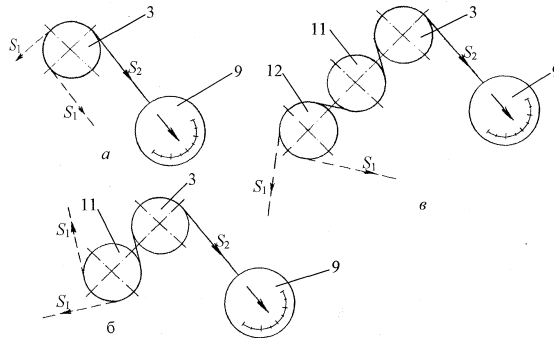


Рис. 2. Схеми обхватів шківів установки з метою визначення сил S_1 і S_2 : а – обхват одного шківів; б – обхват двох шківів; в – обхват трьох шківів

Досліди проводилися зі шківів діаметром 120, 150 і 180 мм, сила натягу S_1 доводилась до 500 Н, 750 Н і 1000 Н, а число повторів було три. Отримані дані заносили в таблицю, після чого знаходили середнє значення коефіцієнта $k_{нз}$ і похибку дослідів. На рис. 3 подано фото проведення експерименту. Отримані результати показані в таблиці.

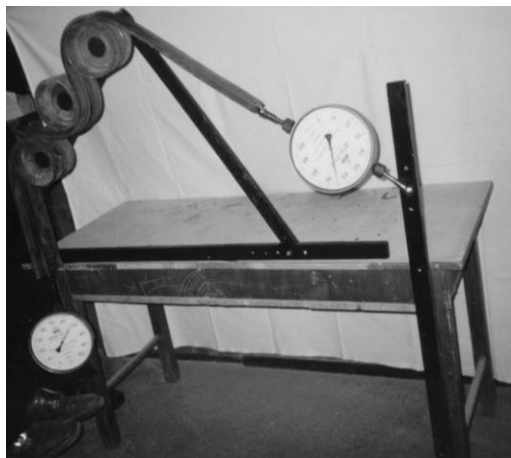


Рис. 3. Фото проведення експерименту

Таблиця. Результати досліджень з визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин брального пасу і тертя в опорах

Діаметр шківів, мм	Номера шківів на рис. 1	Кут обхвату шківів, градуси	Сила S_2 , Н			Середнє значення коефіцієнта $k_{пз}$
			$S_1=500$ Н	$S_1=750$ Н	$S_1=1000$ Н	
120	3	90	485,0	727,5	970,0	0,030
		180	485,4	726,8	969,0	0,031
	3 і 11	250	483,5	725,3	967,0	0,033
		340	482,0	723,0	964,0	0,036
	3, 11 і 12	410	480,5	720,8	961,0	0,039
		500	478,5	717,8	957,0	0,043
150	3	90	488,0	732,0	952,0	0,024
		180	487,0	730,5	974,0	0,026
	3 і 11	250	486,0	729,0	972,0	0,028
		340	484,5	726,8	969,0	0,031
	3, 11 і 12	410	482,5	723,8	965,0	0,035
		500	480,0	720,0	960,0	0,040
180	3	90	490,0	735,0	980,0	0,020
		180	489,5	734,3	979,0	0,021
	3 і 11	250	488,0	732,0	976,0	0,024
		340	486,0	729,0	972,0	0,028
	3, 11 і 12	410	483,5	725,3	967,0	0,033
		500	481,0	721,5	962,0	0,038

Аналізуючи дані таблиці, можна зробити **висновок**, що коефіцієнт $k_{пз}$ збільшується із зменшенням діаметра шківів, збільшенням кількості шківів і кута обхвату; від сили натягу S_1 коефіцієнт $k_{пз}$ не залежить. Це можна стверджувати з того, що похибка визначення $k_{пз}$ для різних S_1 не перевищувала 1,4%.

Маючи отримані експериментальні значення $k_{пз}$, можна розраховувати сили натягів паса у криволінійних рівчаках брального 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.

УДК 631.352

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.Н. Толстушко, к.т.н.

Луцкий государственный технический университет

АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ СРЕЗАННЫХ РАСТЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ДИСКА РОТАЦИОННОЙ КОСИЛКИ

В статье приведены результаты исследования движения растений на поверхности горизонтального диска косилки, который вращается вокруг вертикальной оси. Выведены аналитические зависимости для определения показателей, характеризующих процесс взаимодействия растений с диском косилки.

Постановка проблемы. Ротационные косилки для скашивания трав оборудованы горизонтальными дисками с ножами, вращающимися в горизонтальной плоскости. При резании трав такими дисками срезанные растения оказываются на плоскостях этих дисков и увлекаются ими при их движении. Для обоснования параметров и

режимов работы ротационных косилок необходимо проанализировать взаимодействие срезанных растений с вращающимися дисками.

Анализ последних исследований и публикаций свидетельствует о том, что подобные явления исследовались учеными [1], однако ряд вопросов остался невыясненным.

Цель исследования – проанализировать движение срезанных растений на поверхности горизонтального диска косилки и вывести математическую модель этого движения, а также получить аналитические зависимости для определения энергетических показателей процесса взаимодействия растений с диском косилки.

Результаты исследования. На рис. 1 представлена схема диска, вращающегося вокруг вертикальной оси O с угловой скоростью ω_0 . Пусть в некоторую точку A диска вертикально вниз упало растение, которое принимаем за материальную точку. Так как скорость растения при его падении направлена по вертикали, то ее горизонтальная составляющая отсутствует (т. е. равна нулю). Скорость v_{A0} точки A диска направлена перпендикулярно OA , больше нуля и равна $\omega_0 \rho_0$, где ρ_0 – расстояние OA . Ввиду того, что диск движется, а растение еще не успело двинуться (точнее, только начинает двигаться), то со стороны диска на растение действует по скорости v_{A0} (т. е. перпендикулярно OA) сила трения скольжения F_{ct} ; под действием этой силы растение начинает двигаться в горизонтальной плоскости вслед за точкой A диска перпендикулярно OA , но с отставанием. Как только растение будет двигаться перпендикулярно OA , т. е. по дуге окружности с центром O , у него (у растения) появится центростремительное ускорение, и начнет на него действовать центробежная сила инерции $P_{цп}$, равная $m v_p^2 / \rho_o$, где m – масса растения, v_p – его скорость, а ρ_o – радиус кривизны дуги, по которой движется растение (ρ_o , как уже указывалось, равно OA). На рис. 1 эта сила $P_{цп}$ показана для начального положения растения.

В соответствии с литературными данными [2] для случая прямолинейного движения тела, упавшего на движущуюся плоскость, ускорение этого тела W – величина постоянная и равная $f_c g$, где f_c – коэффициент трения скольжения тела относительно плоскости, а g – ускорение свободного падения. Если эту формулу применить к случаю взаимодействия плоскости диска и растения, то ускорение растения W_p будет:

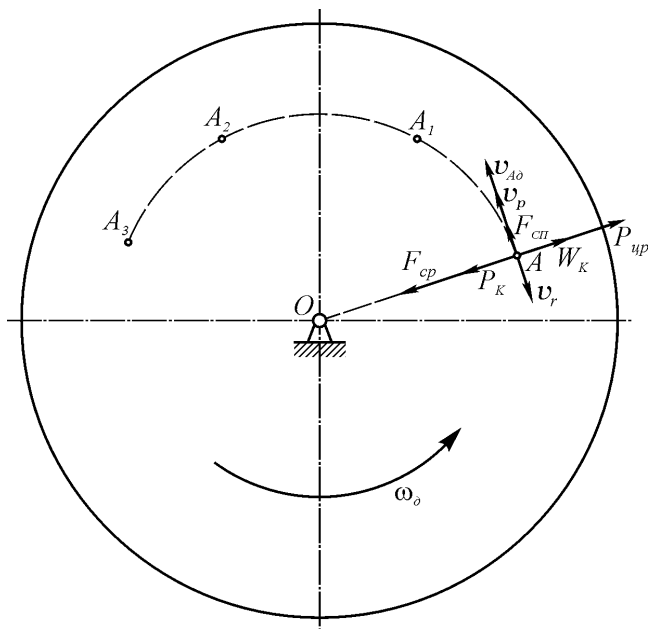


Рис. 1. Схема к анализу взаимодействия медленно вращающегося диска с растением

$$W_p = f_{cn} g, \quad (1)$$

где f_{cn} – коэффициент трения скольжения растения относительно поверхности диска перпендикулярно радиальному направлению (т. е. при скольжении по дуге окружности).

Тогда скорость v_p растения при движении по дуге окружности радиусом OA благодаря контакту с диском будет:

$$v_p = W_p t = f_{cn} g t, \quad (2)$$

Как уже указывалось, скорость v_{A0} больше скорости v_p из-за скольжения растения относительно диска. Скорость v_r этого скольжения равна $v_{A0} - v_p$, т. е.

$$v_r = \omega_0 \rho_0 - f_{cn} g t. \quad (3)$$

В данном устройстве при движении растения появляется ускорение кориолиса; обозначив его W_K , получим:

$$W_K = 2v_r \omega_0. \quad (4)$$

Направлено это ускорение по радиусу OA , а кориолисова сила инерции P_K равна по величине

$$P_K = 2m\nu_r\omega_0 = 2m\omega_0(\omega_0\rho_0 - f_{cn}gt) \quad (5)$$

и направлена противоположно ускорению W_K , т. е. к центру вращения диска.

Под действием силы $P_{цр}$ растение будет стремиться отдалиться от центра O , но этому будут мешать сила трения со стороны диска, действующая на растение по радиусу в сторону центра O , и кориолисова сила инерции P_K . Сила трения равна $f \cdot m \cdot g$, где f – коэффициент трения, а g – ускорение свободного падения. Максимальное значение этой силы трения $F_{ср}$ будет развиваться при скольжении растения относительно диска в радиальном направлении (от центра); в этом случае $f = f_{ср}$, где $f_{ср}$ – коэффициент трения скольжения в радиальном направлении. Таким образом, при

$$P_{цр} - P_K < F_{ср} \quad (6)$$

растение не скользит относительно диска в радиальном направлении и движется относительно диска с отставанием от него по дуге радиусом OA .

Растение не будет скользить относительно диска не только в случае выполнения неравенства (6), но и в случае, когда

$$P_{цр} - P_K = F_{ср}. \quad (6')$$

Это равенство характеризует предельное состояние во взаимодействии диска с растением и переход от отсутствия относительного движения растения к началу этого движения.

Приведенное выше равенство (2) справедливо при выполнении неравенства (6) и до такого времени $t = t_K$, при котором скорость ν_p станет равной окружной скорости точки диска, отстоящей от оси O на расстоянии OA (выше это расстояние обозначено ρ_0). Указанная окружная скорость, обозначенная ν_{Ao} , равна $\omega_0\rho_0$. Так как $t = t_K$ при $\nu_p = \omega_0\rho_0$, то подставляя эти данные в (2), получим равенство: $\omega_0\rho_0 = f_{cn}gt_K$. Решая это уравнение относительно t_K , получим:

$$t_K = \omega_0\rho_0 / (f_{cn}g). \quad (7)$$

В течение этого времени растение движется равноускоренно по дуге AA_1 , если выполняется неравенство (6). При выполнении данного неравенства растение будет и далее двигаться по продолжению этой дуги до некоторой точки A_2 , где заканчивается

справедливость неравенства (6). При этом растение пройдет в движении относительно диска путь AA_1A_2 , равный (если обозначить его s):

$$s = W_p t_K^2 / 2 = f_{cn} g (\omega_o \rho_o / (f_{cn} g))^2 / 2 = \omega_o^2 \rho_o^2 / (2 f_{cn} g). \quad (8)$$

Как уже указывалось, P_K определяется по формуле (5), а $P_{цр}$ и F_{cp} равны:

$$P_{цр} = m \cdot v_p^2 / \rho_o; \quad (9)$$

$$F_{cp} = f_{cp} mg. \quad (10)$$

Подставляя эти данные в (6) и решая полученное неравенство, находим, что при

$$v_p < \sqrt{\rho_o [g (f_{cp} - 2 f_{cn} t \omega_o) + 2 \omega_o^2 \rho_o]} \quad (11)$$

растение будет двигаться равноускоренно относительно диска по дуге AA_1A_2 .

В точке A_2 скорость растения и точки диска под ним выравниваются и дальнейшее их движение будет синхронное, т. е. они будут вместе двигаться по дуге, являющейся продолжением данной дуги A_1A_2 и обозначенной A_2A_3 и далее.

Таким образом, если скорости растения и точки диска под ним выравниваются и соблюдается неравенство (6), то растение и точка диска под ним будут двигаться по одной и той же кривой много раз. Следует отметить, что изображенная на рис. 1 дуга $AA_1A_2A_3$ представляет собой путь движения растения относительно диска. Точка A самого диска за это время прошла путь больше, чем $AA_1A_2A_3$.

При работе дискового ножа необходимо, чтобы был обеспечен сброс срезанных растений с плоскости диска в определенной ее зоне. Такой зоной на схеме на рис. 2 при условии, что диск с ножами работает, двигаясь по стрелке D , могла бы быть зона, помеченная буквой H . Для того, чтобы в этой зоне растения сбрасывались с диска, нужно, чтобы при движении по его поверхности растения перемещались от центра O к периферии, а это возможно, если центробежная сила $P_{цр}$ больше суммы сил $P_K + F_{cp}$, т. е. когда неравенство (6) не соблюдается, а имеет место такое неравенство:

$$P_{цр} > P_K + F_{cp}. \quad (12)$$

Это неравенство будет соблюдаться, если в противовес неравенству (11) скорость v_p растения будет больше правой части неравенства, т. е. если

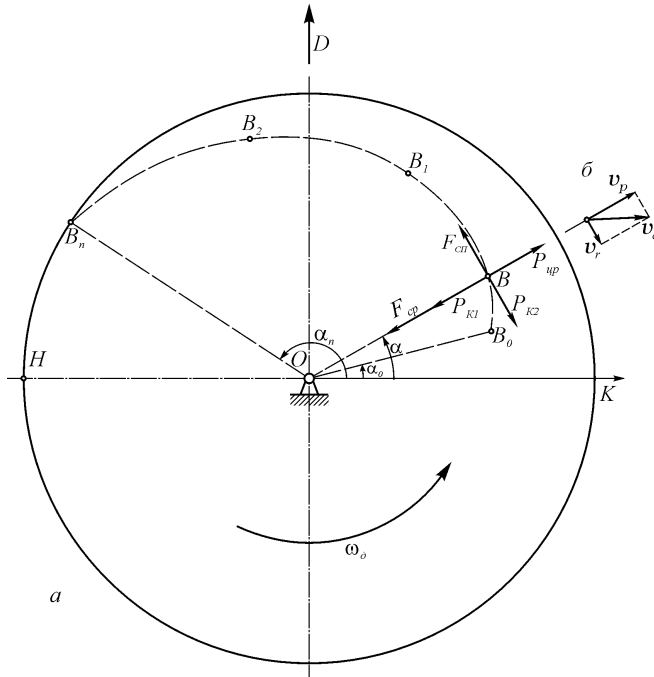


Рис. 2. Схемы к анализу взаимодействия быстро вращающегося диска с растением

$$v_p > \sqrt{\rho_o [g(f_{cp} - 2f_{cn}t\omega_o) + 2\omega_o^2\rho_o]}. \quad (13)$$

Из изложенного видно, что срезанное при представленных выше условиях растение, оказавшись на поверхности диска, будет испытывать действие сил по радиусу вращения (от центра) и перпендикулярно радиусу (по касательной в сторону вращения). Действие сил по радиусу может привести к перемещению растения в радиальном направлении к периферии, а действие силы трения точки диска о растение приводит к его перемещению перпендикулярно радиусу (вслед за точкой диска, на которой оно находится), т. е. по касательной к окружности, описываемой точкой диска, на которой находится растение.

Ввиду того, что растение скользит относительно диска и перпендикулярно радиальной линии, и вдоль этой линии к периферии, скорость скольжения растения относительно диска равна

геометрической сумме скоростей, модули которых равны правой части равенства (3) при условии, что $\rho_o = \rho$, и производной $\dot{\rho} = d\rho/dt$, где ρ – расстояние OB от центра O до точки B диска, где находится растение. Если искомую скорость скольжения обозначить \bar{v}_c , то вектор \bar{v}_c равен:

$$\bar{v}_c = \bar{v}_r + \bar{v}_\rho, \quad (14)$$

где \bar{v}_r – скорость скольжения растения перпендикулярно радиусу OB (определяется по величине по (3) при $\rho_o = \rho$), а \bar{v}_ρ – скорость $\dot{\rho}$ скольжения вдоль линии OB , обозначаемой ρ . Эти составляющие скорости и их результирующая вынесены на рис. 2 за пределы окружности диска.

Если вектор \bar{v}_c повернуть на 90° в сторону угловой скорости ω_o , то получим направление вектора ускорения кориолиса. Противоположно этому направлению будет направлена кориолисова сила инерции.

Как видим, кориолисова сила в данном случае действует в зоне между радиальной линией OB и перпендикуляром к OB . При составлении уравнений движения растения в проекциях на радиальную линию и перпендикуляр к этой линии кориолисову силу приходится проектировать на оба эти направления и тогда получим две составляющие этой силы P_{K1} и P_{K2} , где P_{K1} – составляющая вдоль радиальной линии, а P_{K2} – составляющая, перпендикулярная радиальной линии. Составляющая P_{K1} направлена также, как P_K на рис. 1; определяется она по (5) при $\rho_o = \rho$, т. е.

$$P_{K1} = 2m\omega_o(\omega_o\rho - f_{cn}gt). \quad (15)$$

Составляющая же P_{K2} равна:

$$P_{K2} = 2m(d\rho/dt)\omega_o = 2m\omega_o\dot{\rho}, \quad (16)$$

где $\dot{\rho} = d\rho/dt$.

Направлена составляющая P_{K2} перпендикулярно OB против направления силы F_{cn} .

Все указанные силы изображены на рис. 2, на котором приведена схема вращающегося диска и положение на нем произвольной точки B_o , на которую упало срезанное растение. На схеме показаны также новое положение B растения после поворота

диска, силы P_{up} , P_{K1} и P_{K2} , сила F_{cp} трения диска о растение в радиальном направлении и сила F_{cn} трения диска о растение в направлении, перпендикулярном радиусу (по касательной к окружности радиуса OB). Сила F_{cp} определяется по формуле (10), а сила F_{cn} по аналогии с формулой (10) будет равна:

$$F_{cn} = mf_{cn}g, \quad (17)$$

где f_{cn} – коэффициент трения скольжения растения относительно поверхности диска перпендикулярно радиальному направлению.

Произведение $f_{cn} \cdot g$ представляет собой ускорение растения в своем движении относительно поверхности диска перпендикулярно радиусу. Сила F_{cn} действует до тех пор, пока растение отстает от точки B диска; как только их скорости сравняются, т. е. как только

$$v_p = v_{Bo}, \quad (18)$$

где v_{Bo} – скорость точки B диска, равная $\omega_o \rho$ (здесь ρ – радиус OB вращения точки B), так сразу перестает действовать сила F_{cn} .

Если рассмотреть относительное движение растения (относительно диска) и считать растение материальной точкой, то можно составить дифференциальные уравнения движения растения. Для этого проведем на схеме (рис. 2) полярную систему координат с началом в центре O , полярной осью OK и полярным углом α , отсчитываемым от оси OK против часовой стрелки (по направлению вращения диска). В данной системе координат дифференциальные уравнения относительного движения растения в радиальном и перпендикулярном к нему направлениях будут иметь вид (если пренебречь сопротивлением воздуха):

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{\rho} &= P_{up} - P_{K1} - F_{cp} = m(\dot{\alpha})^2 \rho - 2m\omega_o(\omega_o \rho - f_{cn}gt) - mf_{cp}g; \\ m\rho\ddot{\alpha} &= F_{cn} - P_{K2} = mf_{cn}g - 2m\omega_o\dot{\rho}, \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

где $\ddot{\rho}$ – ускорение в радиальном направлении, равное $d^2\rho/dt^2$; $\dot{\alpha}$ – угловая скорость вращения радиуса OB вокруг центра O , равная $d\alpha/dt$; $\ddot{\alpha}$ – угловое ускорение вращения радиуса OB вокруг центра O , равное $d^2\alpha/dt^2$.

Приведенные дифференциальные уравнения (19) справедливы при таких значениях ρ и α , при которых $\dot{\alpha} < \omega_o$. Как следует из изложенных выше данных, при $t = 0$, $\dot{\alpha}$ также равно 0. Затем с ростом

времени t растут и $\dot{\alpha}$, и ρ . Решить эти уравнения (19) аналитически точно очень трудно.

Из второго уравнения (19) следует, что

$$\ddot{\alpha} = (f_{cn}g/\rho) - (2\omega_o \cdot \dot{\rho}/\rho); \quad \text{тогда} \quad \dot{\alpha} = \int_0^t \ddot{\alpha} dt = f_{cn}g \int_0^t \frac{1}{\rho} dt - 2\omega_o \int_0^t \frac{\dot{\rho}}{\rho} dt.$$

Если это значение $\dot{\alpha}$ подставить в первое равенство (19), то после сокращения получим:

$$\ddot{\rho} - \left\{ \left[f_{cn}g \int_0^t \rho^{-1} dt - 2\omega_o \int_0^t \dot{\rho} \rho^{-1} dt \right]^2 + 2\omega_o^2 \right\} \rho = 2f_{cn}gt\omega_o - f_{cp}g. \quad (20)$$

Решением этого дифференциального уравнения находится зависимость ρ от t . Если в эту зависимость вместо t подставить его зависимость от α , которую можно получить, интегрируя приведенное равенство $\dot{\alpha} = f_{cn}g \int_0^t (1/\rho) dt - 2\omega_o \int_0^t (\dot{\rho}/\rho) dt$, и решать полученное уравнение относительно α , то получится зависимость ρ от α . Имея такую зависимость, можно установить значения угла α при $\rho = r_o$, где r_o – радиус диска. Как раз при $\rho = r_o$ происходит сброс растения с плоскости диска.

Однако аналитически точно решить уравнение (20) очень трудно. Поэтому будем решать это уравнение с помощью компьютера.

Для решения нелинейного дифференциального уравнения (20) второго порядка с постоянными коэффициентами численным методом Рунге-Кутты-Фельберга 4-5 порядка была разработана программа средствами программирования универсальной системы компьютерной математики Maple V Release 7.0. Благодаря решению этого уравнения удалось проанализировать влияние параметров f_{cn} , f_{cp} и ω_o на зависимость $\rho = \rho(t)$. В процессе анализа принимали такие начальные условия при $t = t_0 = 0$, с: $\rho = \rho_0 = r_o/2$, м (где радиус диска r_o имел два значения – 0,1 или 0,2 м); $\dot{\rho} = \dot{\rho}_0 = 0$ м/с. При этом параметры f_{cn} , f_{cp} и ω_o изменялись в пределах: $f_{cn} = 0,5 \dots 0,8$; $f_{cp} = 0,5 \dots 0,8$; $\omega_o = 5 \dots 100 \text{ с}^{-1}$. Для примера, на рис. 3 в виде графических зависимостей $\rho = \rho(t)$ представлены результаты решения уравнения

(20) для трех комбинаций параметров f_{cn} и f_{cp} при $\omega_0 = 5 \text{ с}^{-1}$ и $r_0 = 0,1 \text{ м}$.

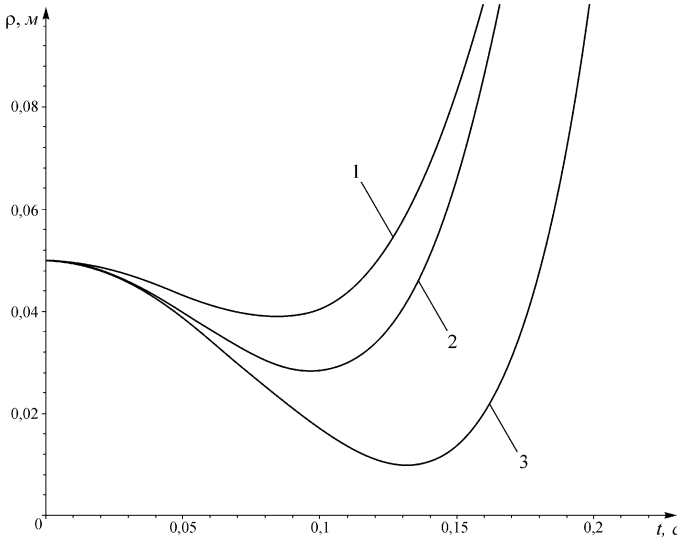


Рис. 3. Зависимости радиуса ρ положения срезанного растения на вращающемся диске с ножами от времени t : 1 – $f_{cn} = 0,8$ и $f_{cp} = 0,5$; 2 – $f_{cn} = 0,8$ и $f_{cp} = 0,8$; 3 – $f_{cn} = 0,5$ и $f_{cp} = 0,8$

Как видим с рис. 3, при уменьшении коэффициента трения f_{cn} время движения растения на поверхности диска увеличивается. И наоборот, при уменьшении коэффициента трения f_{cp} это время уменьшается. Относительное движение растения на поверхности вращающегося диска с ножами заканчивается, когда $\rho = r_0$.

Уравнения (19) и (20) можно решить приближенно. Для этого сначала найдем $\ddot{\alpha}$ из второго уравнения (19). Она будет равна:

$$\ddot{\alpha} = (f_{cn}g - 2\omega_0\dot{\rho})/\rho. \quad (21)$$

Считая это ускорение постоянным, получим $\dot{\alpha}$:

$$\dot{\alpha} \approx (f_{cn}g - 2\omega_0\dot{\rho})t/\rho. \quad (22)$$

Подставляя это значение $\dot{\alpha}$ в первое уравнение (19), получим:

$$\ddot{\rho} + 2\omega_0^2\rho \approx (f_{cn}g - 2\omega_0\dot{\rho})^2 t^2 / \rho + 2f_{cn}g\omega_0 t - f_{cp}g. \quad (23)$$

Для дальнейшего аналитического решения данного уравнения надо упростить выражение $(f_{cn}g - 2\omega_0\dot{\rho})^2/\rho$. Если в этом выражении переменную ρ заменить постоянной величиной r_0 , представляющей собой радиус диска, то мы увеличим знаменатель. В таких случаях, чтобы существенно не исказить результат, надо увеличить и числитель. Для этого будем считать, что произведение $f_{cn}g$ больше произведения $2\omega_0\dot{\rho}$ (т. е. что $f_{cn}g > 2\omega_0\dot{\rho}$), ввиду чего можно пренебречь произведением $2\omega_0\dot{\rho}$, т. е. считать, что $2\omega_0\dot{\rho} \rightarrow 0$. В этом случае $\dot{\alpha}$ равно:

$$\dot{\alpha} \approx f_{cn}g \cdot t/r_0, \quad (23')$$

а уравнение (23) приобретает вид:

$$\ddot{\rho} + 2\omega_0^2\rho \approx \frac{(f_{cn}g)^2}{r_0}t^2 + 2f_{cn}g\omega_0t - f_{cp}g. \quad (24)$$

Это уравнение решается. Данное уравнение (24) является линейным дифференциальным уравнением второго порядка с постоянными коэффициентами и с правой частью, отличной от нуля. Общее решение этого уравнения можно представить в виде суммы

$$\rho = \rho_1 + \rho_2, \quad (25)$$

где ρ_1 – общее решение уравнения без правой части, а ρ_2 – частное решение данного уравнения.

Для решения левой части уравнения (24) составим характеристическое уравнение, оно имеет вид: $n^2 + 2\omega_0^2 = 0$, откуда корни n данного уравнения будут:

$$n_{1,2} = \pm i\omega_0\sqrt{2}, \quad (26)$$

где $i = \sqrt{-1}$.

Дальнейшим решением находим: $\rho_1 = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt$, где C_1 и C_2 – произвольные постоянные интегрирования, а $k = \omega_0\sqrt{2}$.

Частное решение будем искать в виде $\rho_2 = At^2 + Bt + D$, где A, B, D – коэффициенты, которые подбираются так, чтобы значение ρ_2 тождественно удовлетворяло дифференциальному уравнению (24). Дифференцируя указанное равенство дважды, получим: $\dot{\rho}_2 = 2At + B$; $\ddot{\rho}_2 = 2A$. Подставляя эти значения производных и ρ_2 в уравнение (24), получим:

$$2A + 2\omega_0^2(At^2 + Bt + D) = (f_{cn}g)^2t^2/r_0 + 2f_{cn}g\omega_0t - f_{cp}g.$$

Будем в левой и правой частях равенства группировать члены вокруг t^2 , t и без t :

$$A2\omega_\delta^2 t^2 = (f_{cn}g)^2 t^2 / r_\delta;$$

$$B2\omega_\delta^2 t = 2f_{cn}g\omega_\delta t;$$

$$2A + 2\omega_\delta^2 D = -f_{cp}g.$$

Из приведенных равенств вытекает, что по исследуемому уравнению должны иметь место следующие равенства:

$$A2\omega_\delta^2 = (f_{cn}g)^2 / r_\delta; B2\omega_\delta^2 = 2f_{cn}g\omega_\delta; 2A + 2\omega_\delta^2 D = -f_{cp}g.$$

Из первого равенства следует, что $A = (f_{cn}g)^2 / (2r_\delta\omega_\delta^2)$; из второго равенства находим: $B = f_{cn}g / \omega_\delta$; из третьего равенства

получаем:
$$D = -\left[\frac{(f_{cn}g)^2}{2r_\delta\omega_\delta^4} + \frac{f_{cp}g}{2\omega_\delta^2} \right] = \frac{(f_{cn}g)^2 + f_{cp}gr_\delta\omega_\delta^2}{2r_\delta\omega_\delta^4}.$$

Подставив полученные выражения A , B и D в формулу $\rho_2 = At^2 + Bt + D$, получим частное решение ρ_2 уравнения (24).

Сложив ρ_1 и ρ_2 , получим искомое решение уравнения (24)

$$\rho = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt + \frac{(f_{cn}g)^2}{2r_\delta\omega_\delta^2} t^2 + \frac{f_{cn}g}{\omega_\delta} t - \frac{(f_{cn}g)^2 + f_{cp}gr_\delta\omega_\delta^2}{2r_\delta\omega_\delta^4}. \quad (27)$$

Скорость $\dot{\rho}$ растения по диску получится, если продифференцировать данное уравнение по t . Тогда получаем:

$$\dot{\rho} = C_1 k \cos kt - C_2 k \sin kt + (f_{cn}g)^2 t / (r_\delta\omega_\delta^2) + f_{cn}g / \omega_\delta. \quad (28)$$

Подставляя в (27) и (28) начальные условия и решая полученные уравнения относительно C_1 и C_2 , найдем эти постоянные C_1 и C_2 . Начальные условия здесь такие: при $t=0$, $\rho = \rho_o$, $\dot{\rho} = 0$.

Тогда имеем:

$$\rho_o = C_2 - ((f_{cn}g)^2 + f_{cp}gr_\delta\omega_\delta^2) / (2r_\delta\omega_\delta^4); 0 = C_1 k + f_{cn}g / \omega_\delta,$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= -f_{cn}g / (k\omega_\delta); \\ C_2 &= \rho_o + ((f_{cn}g)^2 + f_{cp}gr_\delta\omega_\delta^2) / (2r_\delta\omega_\delta^4). \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Подставляя значения C_1 и C_2 в (27) и (28), получим:

$$\rho = -\frac{f_{cn}g}{k\omega_0} \sin kt + \left[\rho_0 + \frac{(f_{cn}g)^2 + f_{cp}gr_0\omega_0^2}{2r_0\omega_0^4} \right] \cos kt + \frac{(f_{cn}g)^2}{2r_0\omega_0^2} t^2 + f_{cn}gt/\omega_0 - ((f_{cn}g)^2 + f_{cp}gr_0\omega_0^2)/(2r_0\omega_0^4). \quad (30)$$

$$\dot{\rho} = -\frac{f_{cn}g}{\omega_0} \cos kt - k \left[\rho_0 + \frac{(f_{cn}g)^2 + f_{cp}gr_0\omega_0^2}{2r_0\omega_0^4} \right] \sin kt + (f_{cn}g)^2 t / (r_0\omega_0^2) + f_{cn}g/\omega_0. \quad (31)$$

Таковы результаты приближенного решения уравнения (23). Кроме функций ρ и $\dot{\rho}$ нам необходимо еще знать зависимость угла α от времени t . Эту зависимость можно определить из (22), если его интегрировать. Тогда

$$\alpha = \int_0^t \dot{\alpha} dt = \int_0^t ((f_{cn}g - 2\omega_0\dot{\rho})/\rho) t dt, \quad (32)$$

где $\dot{\rho}$ и ρ определяются по (31) и (30), т. е. решение здесь сложное.

Если отношение $(f_{cn}g - 2\omega_0\dot{\rho})/\rho$ упростить так, как это сделано при выводе формул (23') и (24), то для α получится следующая зависимость:

$$\alpha \approx f_{cn}g \cdot t^2 / (2r_0). \quad (33)$$

Следует отметить, что $\dot{\alpha}$ по формулам (22) и (23') представляет собой угловую скорость вращения растения вокруг оси O (рис. 2) относительно первоначального его положения OB_0 . Эта скорость $\dot{\alpha}$ зависит, в основном, от коэффициента трения f_{cn} , что отражено в формуле (1) и в полученной с приближением формуле (23'). Как частично уже указывалось, расчеты по формуле (23') тем точнее, чем меньше ω_0 , а при $\omega_0 > f_{cn}g/(2\dot{\rho})$ точность расчетов нарушается.

Зная α и ρ (равенства (33) и (30)), можно строить траекторию относительного движения растения по диску. Если ее построить на самом диске (рис. 2), то получится кривая типа $B_0BB_1B_2...B_n$. В точке B_n растение сбрасывается с поверхности диска; в этой точке полярный радиус кривой ρ равен r_0 , а угол α равен α_n . Желательно, чтобы растение сбрасывалось не только в зоне возле точки B_n , но в любой точке во всей зоне между точкой B_n и точкой H , характеризующейся тем, что угол α_n близок к 180° .

Как уже указывалось, траектория $B_0BB_1B_2\dots B_n$ – это траектория растения относительно диска. Диск же за то время, за какое растение описывает кривую $B_0BB_1B_2\dots B_n$, повернется на гораздо больший угол, чем α_n .

Угол α_n поворота радиуса OB , соединяющего центр O вращения диска с его точкой, на которой находится растение, определяется из (30), если в это уравнение вместо ρ подставить r_0 , а вместо t подставить время t_n , соответствующее положению точки B_n ; решая полученное уравнение относительно t_n , находим это время, а подставляя t_n в равенство (33), находим угол $\alpha_n - \alpha_0$. Так находится угловая координата $\alpha_n - \alpha_0$ точки B_n , где происходит сброс растения с диска.

Эту задачу можно решить и в обратном направлении. Пусть, например, растение падает на диск в точку B_0 , а надо, чтобы оно было сброшено с диска в точке B_n , соответствующей углу $\alpha_n - \alpha_0$. Подставляя это значение $\alpha_n - \alpha_0$ в радианах в левую часть равенства (33) и решая полученное уравнение относительно времени t , которое для данного случая также обозначим t_n , найдем это время t_n . Оно равно:

$$t_n \approx \sqrt{2r_0(\alpha_n - \alpha_0)/(f_{cn}g)}. \quad (33')$$

Подставляя это значение времени и расстояние ρ , равное r_0 , в равенство (30) и решая полученное уравнение относительно ω_0 , находим необходимую для данного случая угловую скорость вращения диска ω_0 .

Определим еще затраченную работу на перемещение срезанного растения по диску и кинетическую энергию, накопленную растением при сбрасывании с диска.

Работа, как известно, равна произведению силы на путь и косинус угла между ними. Применительно к случаю, представленному на рис. 1, это будет произведение силы F_{cn} на путь s , определяемом по формуле (8). Но так как в этом случае растение не сбрасывается с диска, то это работа на сообщение ускорения растению, попавшему на диск.

Применительно к случаю, представленному на рис. 2, элементарная работа dA равна произведению равнодействующей P_p

сил $(P_{up} - P_{K1} - F_{cp})$ и $(F_{cn} - P_{K2})$ на бесконечно малое приращение дуги траектории $B_0BB_1B_2B_n$, которое обозначим dl , т. е. $P_p \cdot dl$. Так как силы F_{cn} и P_{K2} перпендикулярны силам P_{up} , P_{K1} и F_{cp} , то

$$P_p = \sqrt{(P_{up} - P_{K1} - F_{cp})^2 + (F_{cn} - P_{K2})^2} = \\ = \sqrt{[m(\dot{\alpha})^2 \rho - 2m\omega_\delta(\omega_\delta \rho - f_{cn}gt) - mf_{cp}g]^2 + [mf_{cn}gt - 2m\omega_\delta \dot{\rho}]^2}. \quad (34)$$

Приращение dl дуги траектории равно:

$$dl = \sqrt{(dl_\rho)^2 + (dl_\alpha)^2} = \sqrt{(d\rho)^2 + (\rho d\alpha)^2}, \quad (35)$$

где dl_ρ – приращение по радиальной линии, равно $d\rho$; dl_α – приращение по линии, перпендикулярной радиальной; оно равно $\rho d\alpha$.

В равенствах (34) и (35) $\dot{\alpha}$ определяется по (22), ρ – по (30), $d\rho$ определяется дифференцированием равенства (30), а $d\alpha$ – дифференцированием равенств (32) или (33).

Таким образом:

$$dA = P_p \cdot dl. \quad (36)$$

Работа A на конечном пути l , т. е. по всей длине траектории $B_0BB_1B_2B_n$, равна:

$$A = \int_0^{t_n} dA = \int_0^{t_n} P_p dl, \quad (37)$$

где t_n – время перемещения точки B из положения B_0 в положение B_n .

Мощность N , потребляемая при выполнении указанной работы, равна dA/dt , т. е.

$$N = \frac{d}{dt} \left[\int_0^t P_p dl \right]. \quad (38)$$

Мощность, как видим, не постоянная, а зависит от времени t .

Кинетическая энергия E растения в момент его сбрасывания с диска равна:

$$E = m v_{cn}^2 / 2, \quad (39)$$

где v_{cn} – скорость растения в положении B_n ; она равна:

$$v_{cn} = \sqrt{v_{\rho n}^2 + v_m^2}, \quad (40)$$

где $v_{\rho n}$ – скорость растения в радиальном направлении (определяется по (31) при $t=t_n$); $v_{m n}$ – скорость растения в направлении, перпендикулярном радиальному.

Скорость v_m равна произведению ρ по (30) при $t=t_n$ на угловую скорость $\dot{\alpha}$ по (22) при $t=t_n$.

Окончательно получаем:

$$E = m(v_{\rho n}^2 + v_{m n}^2)/2. \tag{41}$$

Так определяется кинетическая энергия E растения в момент его сбрасывания с диска.

Выводы. По выведенной приближенной зависимости (23') проведены расчеты и определены значения времени t_n для ряда конкретных случаев. Полученные результаты представлены в табл. 1. Из полученных данных следует, что время t_n возрастает с увеличением параметров r_o и $\alpha_n - \alpha_o$ и уменьшением коэффициента f_{cn} . Значения t_n в табл. 1 близки к реальным.

Таблица 1. Значения времени t_n при различных параметрах f_{cn} , r_o и $\alpha_n - \alpha_o$

f_{cn}	$r_o, м$	$\alpha_n - \alpha_o, рад$	$t_n, с$
0,5	0,1	0,5 π	0,25
		0,9 π	0,34
	0,2	0,5 π	0,35
		0,9 π	0,59
0,8	0,1	0,5 π	0,20
		0,9 π	0,27
	0,2	0,5 π	0,28
		0,9 π	0,40

Проводились также расчеты по формулам (30)-(35) с целью определения кинетической энергии E растения в момент его сбрасывания с диска, однако из-за неточности формул реальные значения E получены лишь для случаев, у которых значения ρ при $t=t_n$ близки к значениям r_o , а $\dot{\rho}$ имеет знак «+». Полученные таким образом данные приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты расчетов по определению кинетической энергии E срезанного растения массой 0,01 кг в момент его сброса с диска (при $f_{cn} = f_{cp} = 0,5$)

r_0 , м	$\alpha_n - \alpha_0$, рад	t_n , с	$\dot{\alpha}$ при $t = t_n$, с ⁻¹	ω_0 , с ⁻¹	ρ_0 , м	ρ при $t = t_n$, м	$\dot{\rho}$ при $t = t_n$, м/с	v_m , м/с	v_{pm} , м/с	v_{cn} , м/с	E , Дж
0,1	0,5 π	0,25	12,5	5	0,02	0,09	1,50	1,125	1,50	1,88	0,018
	0,9 π	0,34	17,0	50	0,02	0,11	1,04	1,870	1,04	2,15	0,023
0,2	0,5 π	0,35	8,8	50	0,10	0,18	2,10	1,566	2,10	2,62	0,034

Приведенные в табл. 2 данные по кинетической энергии E близки к реальным.

Литература

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К.: УАСХН, 1960. – 284 с.
2. Перевозки и подъемно-транспортные средства в сельском хозяйстве. / Пер. с нем. и предисловие М.И. Серебряного. – М.: Колос, 1978. – 327 с.

УДК 631.35:633.521

Г.А. Хайліс, д.т.н.

Луцький державний технічний університет

В.С. Лукач, к.п.н., В.І. Василюк

Ніжинський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

ПРО КОМПОНУВАННЯ ЛАНОК ТРЬОХВАЛЬЦЕВОГО ТЕРКОВОГО АПАРАТУ ЛЬОНОМОЛОТАРКИ

Наведено результати досліджень трьохвальцевого теркового апарата для обробки вороху коробочок льону та проаналізовано рух частинок вороху між циліндричними вальцями.

Постановка проблеми. Машини для обробки льняного вороху обладнані апаратами для перетирання насінневих коробочок і виділення з них насіння льону. Вказані апарати можуть бути вальцевими, барабанними та роторними, із них найбільше

використовуються вальцеві і барабанні. Вальцеві апарати можуть бути двохвальцеві та трьохвальцеві. Останні при незначному ускладненні конструкції в порівнянні з двохвальцевими та наявності двох плющильних щілин забезпечують подвійне перетирання (подвійне плющення) насінневих коробочок, що підвищує ступінь їх перетирання [1, 2], завдяки чому вони більш перспективні для використання на машинах для обробки льонovoroxу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. По теркових апаратах з циліндричними вальцями ще проведена недостатня кількість дослідів [1, 2], і є ряд публікацій щодо їх конструкцій і теоретичного обслуговування параметрів. Водночас питання компоновання ланок трьохвальцевого апарата вирішені недостатньо особливо, якщо мати на увазі необхідність забезпечення безперешкодного польоту вороху, що проходить через першу плющильну щілину, у другу плющильну щілину.

Мета дослідження. Метою статті є обґрунтування параметрів трьохвальцевого теркового апарату.

Результати дослідження. На рис. 1, *a* представлена схема апарата. Він складається з вальця 1 більшого діаметра і вальців 2 і 3 меншого діаметра. Напрямки обертання вальців навкруги осей O_1 , O_2 і O_3 показані на схемі стрілками. Частинка M вороху, що проходить через плющильну щілину між вальцями 1 і 2, буде рухатися зі швидкістю v по дотичній до дуги кола вальця в точці M і перпендикулярно радіусу O_1M вальця, тобто по прямій MO' (якщо не враховувати дію сили тяжіння на частинку). Для того, щоб частинка вороху, яка пройшла через першу плющильну щілину, попала в другу плющильну щілину в зоні біля точки D , необхідно так розмістити валець 3 по відношенню до вальців 1 і 2, щоб частинка вороху рухалась не по прямій MO' , яка далека від точки D , а по лінії, яка приводить цю частинку на одну з точок дуги BD . Положення дуги BD залежить від кута α між радіусами O_1M і O_1D . Чим менший кут α , тобто чим ближче радіус O_1D до радіуса O_1M , тим ближче буде дуга BD до прямої MO' . Крайнє допустиме ліве положення прямої MO' буде тоді, коли лінія MO' співпадає з прямою MBO_3 трикутника O_3O_1M , в цьому випадку кут O_1MO_3 , позначений β , рівний 90° . Таке положення лінії MO' , по якій направлена швидкість V , показано на рис. 1, *b*.

В загальному випадку бажано, щоб лінія MO' проходила правіше точки B , тобто ближче до точки D ; таке положення вальців показано на рис. 1, *в*. На цій схемі шляхом зменшення кута α досягнутий бажаний напрямок швидкості v частинки вороху по відношенню до вальця 3, який обертається. Проаналізуємо цю схему.

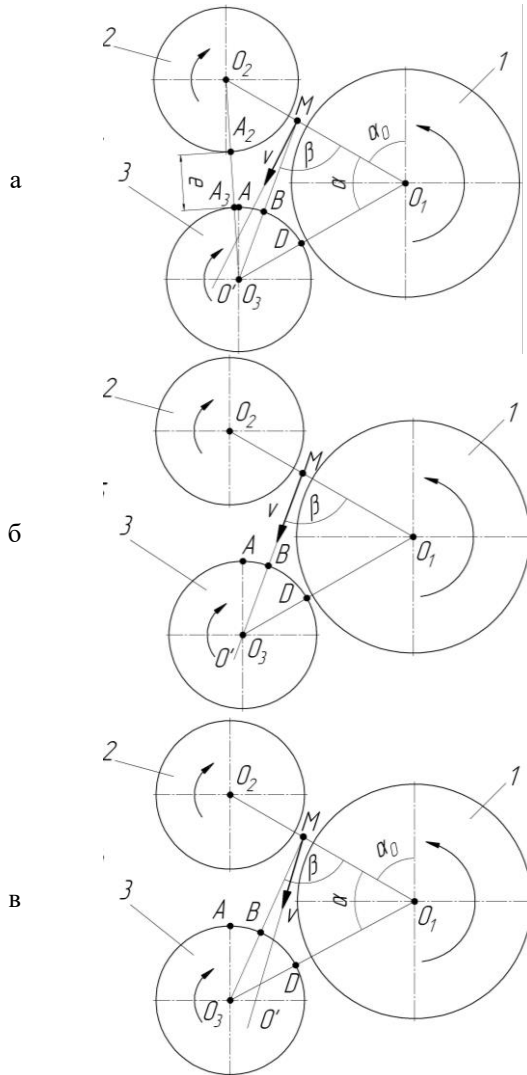


Рис. 1. Схема до аналізу впливу розміщення вальців терки на напрямок польоту частинки вороху, яка пройшла через першу плющильну щілину в бік другої щілини: а і б – небажані напрямки польоту; в – бажаний напрямок польоту

Розглянемо трикутник O_1MO_3 . В ньому кут $O_2O_1O_3$ позначений α , кут O_1MO_3 позначений β ; тоді кут $O_1O_3O_2$ рівний $180^\circ - \alpha - \beta$. Позначимо радіус більшого вальця R , а радіус меншого вальця (валець 3) r . Використавши теорему синусів до даного трикутника, отримуємо:

$$\frac{R}{\sin(180^\circ - \alpha - \beta)} = \frac{R + r + \Delta}{\sin \beta},$$

де Δ – ширина плющильної щілини.

Із наведеного рівняння знаходимо залежність кута α від решти параметрів:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{R}{R + r + \Delta} \sin \beta\right) - \beta. \quad (1)$$

Як видно зі схеми 1 на рис. 1, б, кут β повинен бути дещо більше 90° . Цю вимогу виразимо таким чином:

$$\beta = \xi \cdot 90^\circ, \quad (2)$$

де ξ – коефіцієнт, значення якого перебувають в межах 1,05–1,10.

Підставивши значення β з (2) в (1), одержимо:

$$\alpha = \arcsin\left[\frac{R}{R + r + \Delta} \sin(\xi \cdot 90^\circ)\right] - (\xi \cdot 90^\circ). \quad (3)$$

Ширина плющильної щілини Δ незрівнянно менша радіусів R і r , тому з метою спрощення рівності (1) можна вважати, що $\Delta \rightarrow 0$. Позначимо також відношення r/R через ν , тобто

$$\nu = r/R. \quad (3')$$

Тоді рівність (1) з врахуванням (2) і (3') прийме вигляд:

$$\alpha \approx \arcsin\left[\frac{1}{1 + \nu} \sin(\xi \cdot 90^\circ)\right] - (\xi \cdot 90^\circ). \quad (4)$$

Із вище наведених даних видно, що оскільки кут β більше 90° , то більше 90° буде і $\xi \cdot 90^\circ$, отже $\sin(\xi \cdot 90^\circ)$ відноситься до другої чверті тригонометричного круга; до цієї ж другої чверті тригонометричного круга відноситься і $\arcsin\left[\frac{1}{1 + \nu} \sin(\xi \cdot 90^\circ)\right]$. Це слід враховувати при визначенні кута α за формулою (4).

Щодо визначення значення кута α слід врахувати наступне обмеження: відстань A_2A_3 (рис. 1, а) між найбільш близькими одна до другої точок поверхонь вальців 2 і 3 не повинна бути дуже маленькою для запобігання дотику цих поверхонь і засмокування (затягування) частинки вороху в простір між ними. Позначимо відстань A_2A_3 через e .

Враховуємо, що трикутник $O_1O_2O_3$ – рівнобедрений, так як $O_1O_2=O_1O_3$. Зробивши аналіз цього трикутника, бачимо, що $O_2O_3=2(O_1O_2)\sin\alpha/2 \approx 2(R+r)\sin\alpha/2=O_2A_2+e+A_3O_3=2r+e$. Із рівності $2(R+r)\sin\alpha/2=2r+e$ випливає, що $\sin\alpha/2=\frac{2r+e}{2(R+r)}$. Це значення $\sin\alpha/2$

потрібно вважати допустимим. Якщо мінімальний допустимий кут α позначити α_{\min} , то

$$\alpha_{\min} = 2 \arcsin \frac{2r+e}{2(R+r)} = 2 \arcsin \frac{2R\nu+e}{2R(1+\nu)}. \quad (5)$$

Якщо відношення e/R позначити ν_0 , то наведена вище залежність матиме вигляд:

$$\alpha_{\min} = 2 \arcsin \left[\frac{2\nu+\nu_0}{2(1+\nu)} \right], \quad (6)$$

де

$$\nu_0=e/R. \quad (6')$$

За формулою (4) виконані розрахунки при різних значеннях ν і ξ з метою визначення кута α . Отримані результати представлені в таблиці 1.

Таблиця 1. Залежність кута α за формулою (4) від значення показників ν і ξ

ν	ξ	α , град.
0,3	1,05	35°30'
	1,10	31°40'
0,5	1,05	44°00'
	1,10	39°30'
0,7	1,05	50°00'
	1,10	45°40'
0,9	1,05	54°00'
	1,10	49°20'

З даних табл. 1 бачимо, що зі збільшенням показників ν і ξ зростають і значення кута α .

За формулою (6) також виконані розрахунки при різних ν і ν_0 з метою визначення кута α_{\min} . Одержані розрахунки представлені в табл. 2.

Таблиця 2. Залежність кута α_{\min} від значення показників v і v_0

v	v_0	α_{\min} , град.
0,3	0,1	31°20'
	0,2	36°00'
	0,3	41°00'
0,5	0,1	43°00'
	0,2	47°00'
	0,3	51°00'
0,7	0,1	52°00'
	0,2	56°00'
	0,3	60°00'
0,9	0,1	60°00'
	0,2	64°00'
	0,3	67°00'

З даних табл. 2 бачимо, що зі збільшенням показників v і v_0 зростають і значення кута α_{\min} .

Часто вимагається, щоб верхні контури вальців 1 і 2 (рис. 1) були на одному рівні. В таких випадках розрахунок кута α_0 проводиться із рівності, яка характеризує наведену вище умову:

$$(R + r + \Delta) \cos \alpha_0 + r = R, \quad (7)$$

звідки

$$\alpha_0 = \arccos \left(\frac{R - r}{R + r + \Delta} \right). \quad (8)$$

Радіуси вальців визначаються з умови забезпечення затягування вороху в плющильну щілину. Розрахунки виконуються за формулами, наведеними в літературі [1].

Висновки. Встановлені закономірності руху частинок вороху між циліндричними вальцями апарата та дані рекомендації для визначення параметрів трьохвальцевого апарата.

Література

1. Льюнборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н. и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. 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.

Г.А. Хайліс, д.т.н.

Луцький державний технічний університет

В.О. Шейченко

Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого

М.М. Толстушко, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ БРАННЯ СТЕБЕЛ ІЗ ҐРУНТУ ЛЬОНОБРАЛКОЮ

У статті наведено результати теоретичного дослідження процесу брання стебел із ґрунту робочими органами льонобралки. Виведено аналітичні залежності для визначення деформації стебел під час їх витягування із ґрунту льонобралкою.

Постановка проблеми. Характер закономірності витягування лляного стебла з коренем із ґрунту поперечною бральною секцією залежить від опору кореня витягуванню і деформаційних властивостей самого стебла, яке під час брання подовжується. Це явище стосовно апаратів з позовжними бральними рівчаками досліджено в [1]. Нижче приводиться аналіз даного явища стосовно апаратів з поперечними бральними рівчаками.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що на сьогодні є багато праць, присвячених процесу брання стебел льонобралками з поперечними бральними рівчаками [1, 2], але при цьому дослідники мало вивчались закономірності деформації стебел під час їх витягування із ґрунту.

Мета дослідження – встановити аналітичні залежності для визначення деформації стебел під час їх витягування із ґрунту льонобралкою з поперечними бральними рівчаками.

Результати дослідження. Під час роботи апарата з поперечними рівчаками затиснуті стебла переміщуються не тільки вліво разом з рухомим пасом, а й вперед разом з машиною. При цьому кожне стебло займає послідовно положення, яке схематично зображено на рис. 1. На ньому стебло AK_1 віднесено до просторової системи координат $xOyz$. Вісь Ox спрямована за горизонталлю (поверхня поля) в бік руху агрегату, вісь Oy спрямована також за горизонталлю,

але ліворуч, а вісь Oz спрямована вертикально вгору. Точка K_1 брального паса після того, як стебло буде в ній затиснуто, рухається з ним по дузі кола відносно рами машини і разом з машиною вздовж осі Ox зі швидкістю v_m , в результаті точка K_1 в просторі описує криву K_1MC_1 . На схемі показано початкове положення AK_1 стебла з коренем AA_1 , проміжні положення AH , AM , AM_1 , AJ стебла і кінцеве його положення AC у момент закінчення брання і переміщення точки A_1 кореня в точку A . На схемі також показано проекцію $K'_1M'C'$ кривої K_1MC на площину xOy землі.

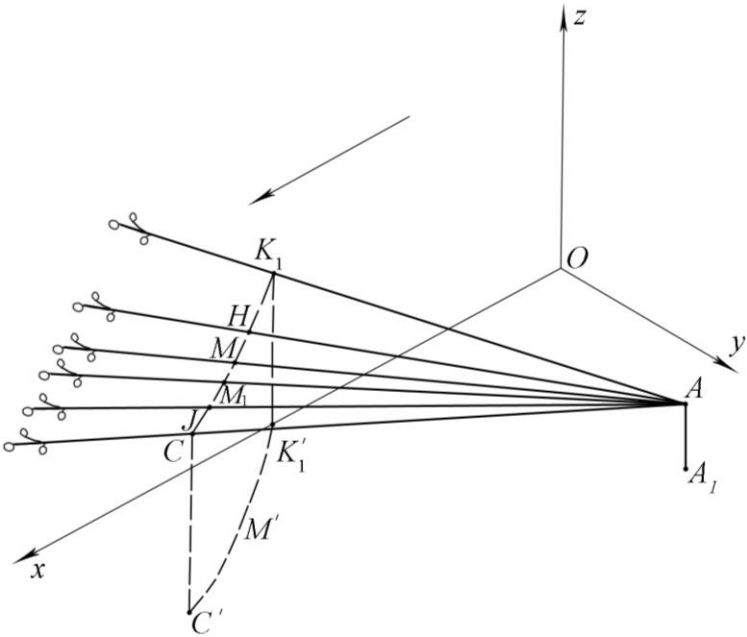


Рис. 1. Схема витягування стебла OM разом з коренем OO_1 поперечною бральною секцією

Позначимо довжину частини AK_1 стебла в початковому положенні l_0 , а довжину частини стебла в проміжному його положенні через l . Подовження стебла за час переміщення з положення AK_1 в положення AM позначимо l_y , воно дорівнює $l - l_0$. Це подовження

відбулося за рахунок витягування кореня з ґрунту і деформації стебла під дією сили P , яку прикладає до стебла вгорі бральна секція, а в ґрунті корінь стебла утримується такою ж силою. Подовження, яке мало місце при витягуванні з ґрунту, позначимо y , а подовження стебла через його деформацію розтягу позначимо l_p . Таким чином, маємо

$$l = l_0 + l_y = l_0 + y + l_p. \quad (1)$$

Будемо аналізувати дане явище за наступних допущень:

а) ковзання стебла в затискачі між пасом і шківом, тобто в бральному рівчаку, відсутнє;

б) частина стебла, затиснута в бральному рівчаку, не розтягується;

в) корінь, який розміщується в ґрунті, не розтягується під дією сили P ;

г) частина кореня, яка витягується з ґрунту, завдяки більшій, ніж стебло, товщині, розтягується мало, в зв'язку з чим подовженням цієї частини кореня можна знехтувати.

На рис. 2 представлені види дослідних залежностей сили P , яка необхідна для витягування стебла з ґрунту, від довжини шляху y дії цієї сили. В точці, де $y = a$, закінчується витягування стебла, тобто a – довжина кореня. Всі криві на рис. 2 починаються з нуля і закінчуються в точці, де $y = a$, тобто при $y = a$, $P = 0$. Внаслідок цього узагальнюючою кривою для даного явища може стати з певним наближенням крива, наведена на рис. 3, а, для якої значення P_1 , P_2 , y_1 та y_2 встановлюються при обробленні дослідних кривих. Крім того, на рис. 3, а криволінійні ділянки дослідних графіків замінено прямими лініями. Така крива може приблизно замінити будь-яку з кривих на рис. 2, якщо $P_1 \neq P_2$, а $y_2 \neq 2y_1$, хоча в окремих випадках P_1 може дорівнювати P_2 , або y_2 може бути рівним $2y_1$.

При переході стебла з положення AM (рис. 1) в положення AM_1 довжина частини стебла від точки A до точки M_1 подовжується на нескінченно мале значення dl , рівне $AM_1 - AM$. Оскільки dl складається з частини довжини кореня dy , на яку витягнулось стебло, та подовження стебла через його деформацію розтягу (при збільшенні сили P), яке позначимо dl_p , то

$$dl = dy + dl_p.$$

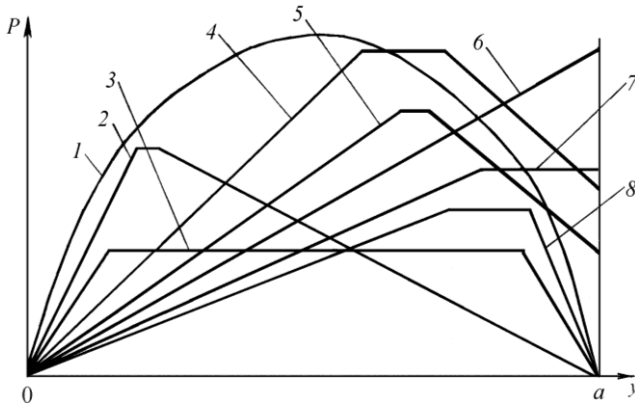


Рис. 2. Результати досліджень залежностей сили (1–8), необхідної для брання стебла із ґрунту, від довжини шляху дії цієї сили

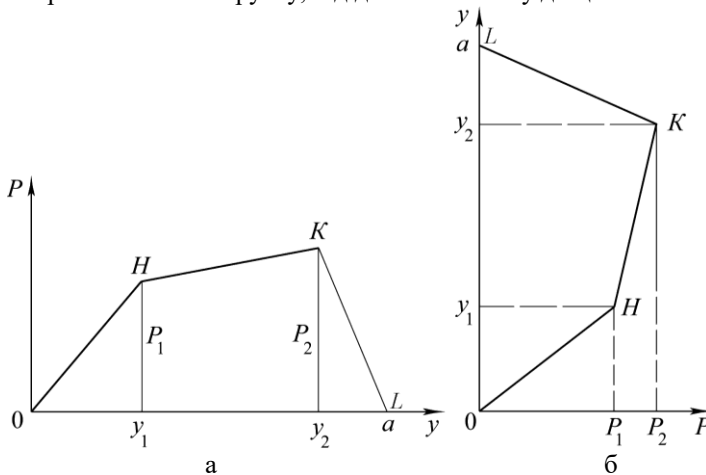


Рис. 3. Залежність сили P , необхідної для витягування стебла з ґрунту, від довжини шляху y дії цієї сили (а) і зміна шляху y дії сили витягування стебла з ґрунту від даної сили P (б)

Величини y і l_p є функціями сили P через це dy і dl_p можна отримати, диференціюючи функції y і l_p по P . Функцію y від P позначимо $\varphi_1(P)$, а функцію l_p від P позначимо $\varphi_2(P)$. Тоді $dy = d[\varphi_1(P)]$, а $dl_p = d[\varphi_2(P)]$, і наведену вище рівність представимо у вигляді

$$dl = d[\varphi_1(P)] + d[\varphi_2(P)]. \quad (2)$$

Таким є диференційне рівняння першого порядку, яке описує процес брання стебла льонобральною секцією з поперечним рівчаком. Розв'язуючи його, знаходимо залежність довжини AM стебла (рис. 2) від зміни сили P під час брання.

На основі аналізу кривих, представлених на рис. 2 та рис. 3, a , як вже було показано, побудована узагальнююча крива, яка характеризує зміну довжини y частини кореня, яка виходить з ґрунту під час брання, при зміні сили P (рис. 3, b). Для математичного опису функції $y = \varphi_1(P)$ від P на рис. 3, b треба скласти рівняння ліній OH , HK і KL в системі координат POy . Якщо скористатися законами аналітичної геометрії і маючи y_1 , y_2 , a , P_1 і P_2 , можна отримати такі рівняння:

$$\begin{aligned} \text{– для прямої } OH \quad & - \frac{y-0}{y_1-0} = \frac{P-0}{P_1-0}, \text{ звідки} \\ & y = \frac{y_1}{P_1}P = \varphi_1(P); \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{– для прямої } HK \quad & - \frac{y-y_1}{y_2-y_1} = \frac{P-P_1}{P_2-P_1}, \text{ звідки} \\ & y = y_1 + (y_2 - y_1) \frac{P - P_1}{P_2 - P_1} = \varphi_1(P); \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{– для прямої } KL \quad & - \frac{y-y_2}{a-y_2} = \frac{P-P_2}{0-P_2}, \text{ звідки} \\ & y = y_2 + (a - y_2) \frac{P_2 - P}{P_2} = \varphi_1(P). \end{aligned} \quad (5)$$

Якщо відомо y , можна продиференціювати праві частини цих рівнянь і визначити $dy = d[\varphi_1(P)]$; тоді отримаємо

$$\begin{aligned} \text{– для прямої } OH: \\ & d[\varphi_1(P)] = dy = \frac{y_1}{P_1}dP; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{– для прямої } HK: \\ & d[\varphi_1(P)] = dy = \frac{y_2 - y_1}{P_2 - P_1}dP; \end{aligned} \quad (7)$$

– для прямої KL :

$$d[\varphi_1(P)] = dy = -\frac{a - y_2}{P_2} dP. \quad (8)$$

Для визначення dl_p треба знати функцію l_p від P , тобто $\varphi_2(P)$.

Закономірність подовження стебел при їх розтягуванні раніше досліджена [2]. Згідно з отриманими даними, подовження Δl стебла при його розтягуванні силою P дорівнює $\frac{Pl_0}{EF_c}$, де l_0 – початкова довжина стебла; E – модуль пружності стебла; F_c – площа поперечного перерізу стебла. В нашому випадку замість Δl прийнято позначення l_p , воно дорівнює $\varphi_2(P)$. Тоді

$$l_p = \frac{l_0}{EF_c} P = \varphi_2(P). \quad (9)$$

Диференціал dl_p , рівний $d[\varphi_2(P)]$, буде

$$dl_p \approx \frac{l_0}{EF_c} dP = d[\varphi_2(P)]. \quad (10)$$

Підставляючи в праву частину рівняння (2) значення $d[\varphi_1(P)]$ і $d[\varphi_2(P)]$ з (6) та (10), отримаємо

$$dl = \frac{y_1}{P_1} dP + \frac{l_0}{EF_c} dP = \left(\frac{y_1}{P_1} + \frac{l_0}{EF_c} \right) dP. \quad (11)$$

Інтегруючи ліву і праву частини отриманого диференційного рівняння по P , яке змінюється від 0 до P_1 , і по l , яке змінюється від l_0 до l_H де l_H – довжина частини AH (рис. 1) стебла, яка відповідає положенню точки H на рис. 3, б, знаходимо

$$l_H = l_0 + \left(\frac{y_1}{P_1} + \frac{l_0}{EF_c} \right) P_1 = l_0 + y_1 + \frac{Pl_0}{EF_c}. \quad (12)$$

Підставимо тепер в праву частину рівняння (2) значення $d[\varphi_1(P)]$ і $d[\varphi_2(P)]$ з (7) та (10), тоді будемо мати

$$dl = \frac{y_2 - y_1}{P_2 - P_1} dP + \frac{l_0}{EF_c} dP = \left(\frac{y_2 - y_1}{P_2 - P_1} + \frac{l_0}{EF_c} \right) dP. \quad (13)$$

Інтегруючи ліву і праву частини даного диференційного рівняння по P , яке змінюється від P_1 до P_2 , і по l , яке змінюється від

l_H до l_K , де l_K – довжина частини AJ (рис. 1) стебла, яка відповідає положенню точки K на рис. 3, б, отримуємо із урахуванням (12)

$$l_K = l_H + y_2 - y_1 + \frac{l_0(P_2 - P_1)}{EF_c} = l_0 + y_2 + \frac{P_2 l_0}{EF_c}. \quad (14)$$

Підставляючи в праву частину рівняння (2) значення $d[\varphi_1(P)]$ і $d[\varphi_2(P)]$ із урахуванням (8) та (10), будемо мати

$$dl = -\frac{a - y_2}{P_2} dP + \frac{l_0}{EF_c} dP = \left(\frac{l_0}{EF_c} - \frac{a - y_2}{P_2} \right) dP. \quad (15)$$

Інтегруючи ліву і праву частини отриманого диференційного рівняння по l , яке змінюється від l_K до l_C , де l_C – довжина частини AC (рис. 1) стебла в кінці брання, і по P , яке змінюється від P_2 до 0, знайдемо з урахуванням (14)

$$l_C = l_K - \frac{P_2 l_0}{EF_c} + \frac{P_2(a - y_2)}{P_2} = l_0 + a. \quad (16)$$

Висновки. У формулах довжини l_H і l_K стебла (12) і (14) є вирази $\frac{P_1 l_0}{EF_c}$ і $\frac{P_2 l_0}{EF_c}$, які являють собою подовження стебла внаслідок його розтягування силами P_1 і P_2 . У формулі (16) для визначення довжини l_C такого виразу немає через те, що в положенні AC стебла сила P дорівнює нулю, а при зменшенні сили P до нуля деформація розтягнення стебла зникає (відновлюється початкова довжина стебла завдяки його пружності). Тим не менше, в положеннях стебла між точками K_1 і C деформація розтягнення ϵ , через цю деформацію швидкість витягування кореня з ґрунту зменшується.

Встановлені аналітичні залежності для визначення деформації стебел під час їх витягування із ґрунту будуть використані при обґрунтуванні параметрів та режимів роботи льонобралки з поперечними бральними рівчачками.

Література

1. Ужегова О.А. Аналіз процесу видовження стебел при бранні // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 1. – Луцьк: ІАУ, 1995. – С. 158–169.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.

М.М.Хелемендик, д.т.н., Л.В. Сичук, к.т.н., О.В. Голій к.т.н.
Волинський інститут агропромислового виробництва УААН

ЕФЕКТ МЕХАНІЧНОЇ ВИБІРКОВОСТІ ВИДАЛЕННЯ СХОДІВ РОСЛИН

У статті здійснено короткий виклад наукових, технічних і технологічних основ розроблення і використання в аграрному виробництві ефекту механічної вибіркості видалення сходів рослин, наділення цим ефектом ґрунтообробних знарядь.

Постановка проблеми. Науково-технічні досягнення відбуваються, швидше за все, тоді, коли суспільство стає готовим їх сприйняти і використати у своїх потребах. У 1972 р. галузевий вчений писав: «Немає таких машин (і не буде), які здатні були б вибірково знищувати бур'яни, не пошкоджуючи при цьому рослин цукрових буряків, що розташовуються поряд». А через 30 років машинобудівна промисловість України поставила питання про наділення ефектом механічної вибіркості робочих органів ґрунтообробних знарядь – борін з пружинними зубами, наділених здатністю механічної вибіркості видалення сходів бур'янів, не пошкоджуючи при цьому сходів буряків.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Щоб дати кількісну оцінку ступеню механічної вибіркості, у Волинському інституті агропромислового виробництва введено поняття коефіцієнта механічної вибіркості:

$$K_m = K_b / K_p, \quad (1)$$

де K_b - кількість у процентах видалених бур'янів; K_p - кількість у процентах видалених сходів культурних рослин (буряків).

У зв'язку з тривожною тенденцією зростання ступеня засміченості полів не можна стверджувати, що від них можна позбавитися якимось одним методом, навіть якщо це буде суперметод. Успіх у боротьбі з бур'янами на посівах цукрових буряків (та інших культур) забезпечує застосування раціональної системи, яка гармонійно включає і агротехнічні, і механічні, і хімічні методи [1, 2, 3]. Цілком вірогідно, що у зв'язку з гострою необхідністю охорони навколишнього середовища від хімічного забруднення, питома вага агротехнічних і механічних методів у цій системі буде зростати. Для значного підвищення ефективності механічних методів потрібні ефективні робочі органи сільськогосподарських машин і знарядь.

У зв'язку з тим, що основну боротьбу з бур'янами в посівах цукрових буряків слід проводити тоді, коли буряки вже зійшли, необхідно було знайти агробіологічні відмінності між сходами буряків і розповсюджених бур'янів, завдяки яким можна забезпечити максимальне знищення бур'янів при мінімальному видаленні сходів буряків. Такою відмінністю може бути розвиток кореневої системи сходів рослин. Так, у фазі початку першої-другої пари справжніх листочків коренева система буряків сягає від 7 до 30 см у довжину, завдяки чому така рослина вважається добре укоріненою. А первинна коренева система курачого проса та лободи розвинута слабо, довжина коріння становить 0,8...2 см. Така рослина вважається слабо укоріненою. Для перевірки цієї гіпотези був проведений дослід з визначення зусилля виривання із ґрунту сходів буряків і бур'янів – курачого проса і лободи. Дослід був проведений на сходах буряків у стадії першої та другої пари листочків та сходах бур'янів у таких же фазах розвитку. Напрямок прикладання зусилля – паралельно поверхні ґрунту. Точка прикладання зусилля – стебло рослин на рівні поверхні ґрунту. Характер прикладання зусилля – статичний і динамічний. Величина вибірки – по 150 сходів рослин буряків, курачого проса, лободи. Для проведення дослідів використали розроблені авторами прилади [1, 2, 3].

При статичному прикладанні середнє зусилля виривання сходів буряків у 2,03 більше від зусилля виривання сходів курачого проса і в 2,7 – лободи, а при динамічному прикладанні зусилля виривання сходів буряків у 1,64 рази більше від зусилля виривання курачого проса і в 2,29 – лободи. Отже, такі характеристики сходів буряків і бур'янів забезпечують добрі передумови створення знаряддя, яке може видаляти сходи бур'янів і не чіпати сходи буряків. Проте середнє значення зусилля виривання сходів не дає повної картини відмінності між сходами різних культур. Необхідно знати щільність розподілу ймовірностей зусиль виривання.

Щільність розподілу ймовірності зусилля виривання із землі сходів цукрових буряків, курачого проса і лободи наведена на рис.1. Области розподілу зусиль виривання для сходів різних бур'янів накладаються на певну зону області розподілу зусиль для буряків. Проте ця зона не є значною, і як видно з рис. 1, не перевищує 15% кількості сходів буряків. Отже, за певних обставин може виникати ймовірність видалення до 15% сходів буряків, куди входять сходи, хворі коренеюдом, ослаблені механічно тощо. Але це лише ймовірність! Насправді ж буде видалено менше цієї цифри. А скільки саме – необхідно буде перевіряти у дослідях в польових умовах при

дослідженні розробленого знаряддя. Отже, виходячи з наведених даних та викладених міркувань, можна зробити висновок, що лише невелика частина сходів цукрових бур'яків може бути видалена, а основна маса їх збережеться.

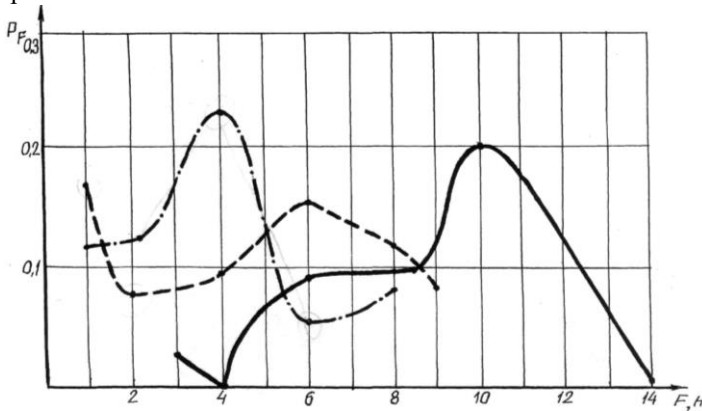


Рис.1. Щільність розподілу ймовірності P_F зусилля F виривання із ґрунту сходів: ···· лободи; - - - курячого проса; — цукрових бур'яків

Напрямок удосконалення в плані підвищення ступеня механічної вибірковості вказав М.М. Летошнев, який відмітив, що робочі елементи, які наділені певною гнучкістю, наприклад пружинні зуби, здатні обминати перешкоди в ґрунті.

Проте ця проблема не досліджена і не розроблена. Ми висунули передбачення, що перешкодами, які може обминати в ґрунті пружинний зуб, можуть бути добре укорінені сходи цукрових бур'яків на відміну від значно гірше укорінених сходів бур'янів. На вирішення цієї проблеми спрямовані наші дослідження.

Мета дослідження. Вишукування і дослідження агробіологічних та технічних передумов істотного посилення ефекту механічної вибірковості видалення сходів рослин та синтез знаряддя, наділеного даним ефектом.

Результати досліджень. Для того, щоб робочому органу надати характеристики механічної вибірковості видалення сходів рослин, він повинен бути наділений чутливістю до розпізнавання, тобто він повинен розрізнити рослину цукрових бур'яків з більшим опором вириванню і обминати її і розпізнати рослину бур'яну з меншим опором вириванню і видалити її. Безумовно, мова в цьому випадку йде про сходи однорічних бур'янів, а не про коренепаросткові, багаторічні тощо.

Причому, і це дуже важливо, сенсорна система не повинна бути десь осторонь від робочого елемента. Робочий елемент повинен бути сконструйований таким чином, щоб він одночасно був і сенсором (аналізатором) і виконавцем відповідної реакції. А реакцією роботи елемента повинно бути обминання або виривання зустрінutoї рослини.

Виходячи із поставлених задач, для одночасного виконання ролі сенсора і виконавця відповідної реакції вибираємо силовий пружний елемент. Він становить систему «стрижень – пружина». За характером навантажень, як діють на систему «стрижень – пружина», застосовано пружину кручення.

Пружний стан твердого тіла характеризується тим, що незалежно від часу існує однозначна залежність між напруженнями і деформаціями. Ця залежність звичайно є лінійною і має назву закону Гука.

Форма і розміри пружного тіла відновляються завдяки дії внутрішніх сил пружності, залежних від деформації тіла. Сили пружності можуть бути пропорціональними лінійній X або кутовій Y деформації тіла, а напрямок їх завжди протилежний напрямку деформації:

$$F = cx \text{ або } M_F = c^l y, \quad (2)$$

де F і M_F – відповідно сила пружності і момент сил пружності відповідно; c і c^l – лінійна і кутова жорсткість.

Якщо характеристика пружного елемента лінійна, то жорсткість являє собою відношення навантаження до відповідного переміщення:

$$C = \frac{P}{\lambda}, \quad (3)$$

а жорсткість пружинного елемента з нелінійною характеристикою змінюється в залежності від прогину і визначається таким чином:

$$C = \frac{dP}{d\lambda}. \quad (4)$$

Щоб домогтися вибіркового видалення сходів рослин, треба забезпечити таку умову: обірвати корінці бур'янів і не пошкодити корінці сходів буряків. Цю умову проф. М. М. Хелемендик запропонував математично записати таким чином:

$$(R_x' + T_\delta) < lc < (R_x' + T_p), \quad (5)$$

де R_x' - проекція сили опору ґрунту на вісь x ; T_δ – опір зсуву грудочки ґрунту з корінцями бур'янів; T_p - опір зсуву грудочки ґрунту з корінцями сходів буряків; l – величина відхилення зуба в напрямку,

протилежному його руху під дією сил; c – сумарна жорсткість згину зуба.

Виконавши необхідні перетворення, записавши опір зсуву T ґрунтів згідно з рівнянням Кулона та виразивши залежність певної сили від сили опору розриву корінців бур'янів Q_b та сили опору розриву корінців сходів буряків Q_p , попередня нерівність набуде вигляду:

$$(kab + fN + Q_j + Q_s) \angle lc \angle (kab + fN + Q_j + Q_p). \quad (6)$$

Після підстановки числових значень у (6), одержуємо:

$$5H \angle lc \angle 8H.$$

Для моделювання напружено-деформованого стану верхнього шару ґрунту (товщиною 2-3см) під дією зуба круглого перерізу ґрунт може бути представлений як суцільне сипке ізотропне середовище, наділене зчепленням. Структурні агрегати ґрунту за розмірами поділяються на декілька типів: брилувата структура, коли агрегати розміром понад 10 мм; грудочкувати з агрегатами розмірами від 3 мм до 10 мм; зерниста – від 0,25 мм до 3 мм. Частки розміром менше 0,01 мм при зволоженні ґрунту створюють зчеплення між крупними частинками і забезпечують в'язкість ґрунту.

Зуб круглого перерізу працює у ґрунті як двогранний клин. Передня його площа, яку через малий діаметр стрижня (4...5мм) можна умовно прийняти за ребро, розрізає ґрунт, а площадки циліндричного стрижня розсовують ґрунт на боки, зсуваючи агрегати ґрунту, при цьому обривають корінці сходів бур'янів, а корінці сходів буряків не здатні зсунути через більший опір зсуву, залишаючи сходи буряків не видаленими.

До особливостей протікання процесу розпушування ґрунту з вибірковим видаленням сходів рослин відносяться:

- стан ґрунту створений в результаті попередніх близьких у часі обробіток – передпосівного, сівби тощо, є найбільш сприятливим для механічного обробітку, під впливом якого він розсипається на відносно дрібні ґрунтові агрегати (грудочки);

- відокремлення грудочок від ґрунтового моноліту відбувається шляхом зсуву (а не відривання);

- робочий процес відбувається з невисокою поступальною швидкістю, через що ударний ефект зуба незначний і ним можна знехтувати.

Переміщення кінця системи зуб – пружина для кожної осі буде складатися, згідно з законом Мора, із суми деформацій самого стрижня (власне зуба) і пружини від двох деформацій, а саме деформації згину (для стрижня і пружини) і кручення (для пружини). Тобто, для осі ОХ

переміщення системи матиме вигляд:

$$\sigma_x = \sigma_{z_2}^3 + \sigma_{z_2}^n + \sigma_{кр}^n, \quad (7)$$

де σ_x – деформація пружної системи вздовж осі ОХ; $\sigma_{z_2}^3$ – деформація згину зуба; $\sigma_{z_2}^n$ – деформація згину пружини; $\sigma_{кр}^n$ – деформація кручення пружини.

Встановивши, що характеристика системи лінійна, жорсткість системи зуб-пружина визначаємо через коефіцієнт жорсткості (3).

$$\text{Якщо } P = 8\text{Н, а } \lambda = 0,0198 \text{ м, тоді } C = \frac{8}{0,0198} = 404 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Визначили переміщення кінця зуба при прикладанні до нього статичного навантаження. В реальних умовах пружинний зуб коливається, обминаючи в ґрунті перешкоди. Отже, достатньо визначити коефіцієнт динамічності, щоб стверджувати, чи буде працювати вибрана нами система зуб-пружина в реальних умовах поля.

Стійкість ходу пружинної борони розглядаємо лише у поздовжньо-вертикальній площині, оскільки стійкість її ходу в горизонтальній площині забезпечується завдяки тому, що сили, які діють в цій площині, зрівноважені (рис. 2).

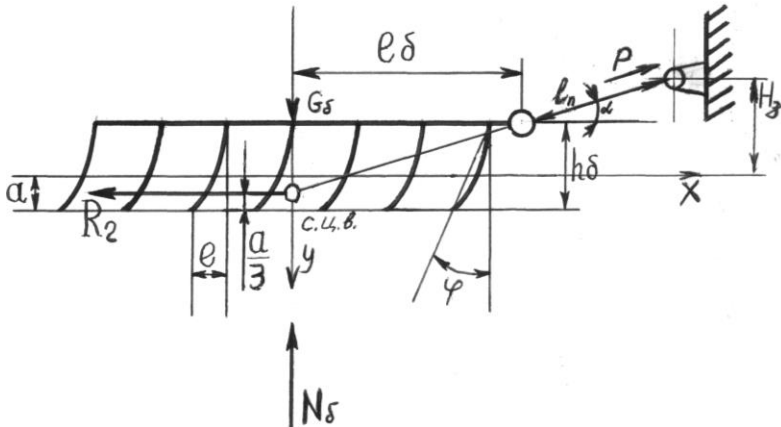


Рис. 2. Схема сил, що діють на пружинну борону

У вертикальній площині діють такі сили:

G_δ – сила ваги, прикладена в центрі ваги борони;

P – сила тяги, спрямована під кутом до горизонту, прикладена до причіпного пристрою;

N_δ – реакція ґрунту на зуби, яка проходить вертикально через центр ваги борони;

R_z – рівнодіюча горизонтальних складових сил тертя і нормального тиску на зуб, спрямована в горизонтальній площині в протилежний руху бік.

Щоб борона під дією всіх сил перебувала у рівновазі і залишалася в спокої або рівномірному русі, необхідно всі можливі переміщення її включити, а цього можна досягти у випадку, коли сума проєкцій всіх сил і сума моментів їх відносно відповідних осей дорівнюватиме нулю, тобто:

$$\sum X = P \cos \alpha - R_z = 0;$$

$$\sum Y = G_\sigma - N_\sigma - P \sin \alpha = 0;$$

$$\sum M_o = G_\sigma(l_\sigma + l_n \cos \alpha) - R_z \left[\left(h_\sigma - \frac{a}{3} \right) + l_n \sin \alpha \right] - N_\sigma(l_\sigma + l_n \cos \alpha) = 0,$$

де l_σ , l_n , l_σ , a , α - геометричні параметри борони.

Істотним недоліком зубових борін, в тому числі борін з пружинними зубами, є забивання їхніх зубів рослинними рештками, відсутність механізму для регулювання глибини обробітку, немінучість пересування боронувального агрегату впоперек рядків культурних рослин. Тому розроблення, налагодження виробництва і широке використання у практиці борони з пружинними зубами, наділеної актуальною характеристикою – механічною вибірковістю видалення сходів рослин не тільки не зняло, а й підсилило необхідність розроблення досконалих машин і знарядь для механічної боротьби з бур'янами.

Одним із перспективних напрямків такого удосконалення є встановлення робочих елементів на нескінченному ланцюгу, який рухається впоперек руху агрегату. Такий робочий орган названо ланцюговим робочим органом.

Внаслідок особливостей технологічного процесу ланцюгового робочого органа пружина кручення (застосовувана у пружинній бороні) не підходить. Вибрали конічну виту пружину (рис. 3).

Для розрахунку системи зуб–пружина був застосований апробований числовий метод кінцевих елементів (МКЕ). Величину сумарного переміщення кінця зуба по осі X можна визначити за формулою:

$$L_\Sigma = \lambda = \sqrt{x_1^2 + x_2^2 + x_3^2}.$$

За МКЕ одержали $L_\Sigma = 0,01844$. Тоді жорсткість пружинного зуба буде становити:

$$C = \frac{P}{L_{\Sigma}} = \frac{8}{0,01844} = 433,8 \frac{H}{m}$$

Порівняння результатів одержаних МКЕ та аналітичним методом, підтверджує їх ідентичність.

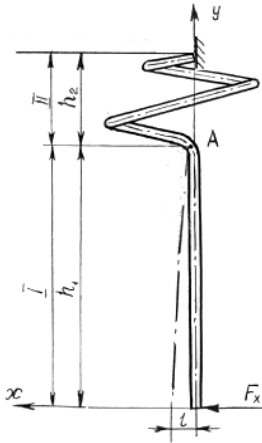


Рис.3. Схема системи зуб –
конічна вита пружина

зуба, яка забезпечує стабільність пружних характеристик при прикладанні до робочої частини зуба навантажень у різних напрямках, обладнання кожної однорядної секції машини регульовальним колесом.

Ланцюговий робочий орган (рис. 4) містить рухомий нескінченний ланцюг 3, приводну зірочку 2, напрямний 1 і натяжний 4 ролики, робочі елементи 5, копіювальне колесо 7, приводний вал 8, кожух 6. При переміщенні ЛРО вдовж рядка нескінченний ланцюг 3, обертаючись впоперек рядка, приводить в рух робочі елементи, які обробляють ґрунт. Швидкість руху робочих елементів 5 є рівнодіючою швидкостей агрегату V_n та ланцюга $V_{л}$.

До факторів посилення у пружинного зуба ефекту вибіркової відноситься конструкція пружинного

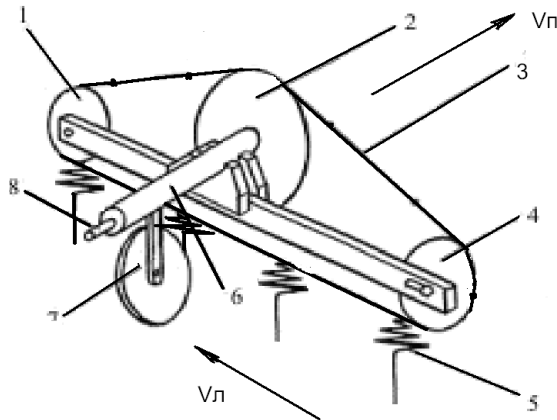


Рис. 4. Принципова схема ланцюгового робочого органа

Місце робочого процесу, виконуваного знаряддями з вибірковим ефектом, в технології вирощування цукрових буряків:

- а) досходовий обробіток посівів;
- б) обробіток посівів на сходах культурних рослин, одно- або кількарізний.

Від застосування знарядь з вибірковим ефектом одержано такі агротехнічні ефекти:

- 1) знищення сходів бур'янів, а також їхніх проростків, які перебувають у фазі білої ниточки у ґрунті;
- 2) видалення прогнозованої кількості зайвих, а також хворих сходів буряків;
- 3) підтримання у поверхневому шарі ґрунту оптимальної щільності його на рівні 1,1...1,2г/см³;
- 4) запобігання утворення ґрунтової кірки та знищення її у разі утворення;
- 5) недопущення погіршення рівномірності розташування сходів цукрових буряків після видалення їх частини;
- 6) як результати – підвищення урожаю коренеплодів.

Таблиця. Агротехнічна ефективність знарядь з різним ефектом механічної вибіркової

Конструкція знаряддя	Заводська марка	Знищено сходів бур'янів, %	Видалено сходів бур'яків, %	Присипання ґрунтом сходів бур'яків, %	Коефіцієнт механічної вибіркової, Км	Урожай коренеплодів, ц/га
Райборінка (з жорсткими зубами)	ЗОР-0,7	61,7	12,9	3,2	3,8	296
Пружинна борона з вибірковим ефектом	БПЛ-9	62,8	2,99	1,65	13,5	342
Ланцюговий робочий орган з вибірковим ефектом	-	67,9	2,83	1,05	17,5	354

Висновки. Результати досліджень і конструкторських розробок втілені в конструкцію двох знарядь: борони з пружинними зубами та знаряддя з ланцюговими робочими органами з вибіркоvim ефектом. Конструкція борони розроблена спільно з Інститутом цукрових буряків УААН і випускає її промисловість України під такими марками: на ЗАТ «Нива» (Камянець-Подільський Хмельницької області) – БПЛ-7, БПЛ-9, БПЛ-7БК, на КВП «Дніпропетровський комбайновий завод» - БПУ-0,8. Підготовлено виробництво борони на Рожищесільмаш. Готується до виробництва знаряддя з ланцюговими робочими органами на ЗАТ «Нива».

Література

1. Хелемендик М.М., Сичук Л.В., Голій О.В., Шеремета Р.Є. Про механічну вибірковість дії робочих органів сільськогосподарських машин і знарядь. // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. Вип.8. – Луцьк: ЛДТУ, 2001. – С. 351-356.
2. Хелемендик М.М., Сичук Л.В., Голій О.В. Механіко-технологічні передумови ефекту механічної вибірконості видалення сходів рослин // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск. 13. – Мелітополь: ТДАТА, 2003. – С. 15-21.
3. Хелемендик М.М., Сичук Л.В. Машина для обробітку ґрунту з вибіркоvim видаленням сходів // Сільськогосподарські машини: 36. наук. статей. Вип. 11. – Луцьк, ЛДТУ, 2003. – С.158-160.

І.І. Чвартацький

Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ЧЕРПАКОВОГО АПАРАТУ СІВАЛКИ

Приведено методика розрахунку кінематики висівного черпакового апарату точного висіву насіння. Виведені аналітичні залежності для визначення кінематичних і конструктивних параметрів цього механізму.

Постановка проблеми. Підвищення ефективності рослинництва шляхом керування якістю виконання основних технологічних операцій при однозерновому висіву насіння закладає основу створення техніки нового покоління, що може задовольнити сучасні й майбутні потреби сільськогосподарського виробництва в Україні.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням однозернового висіву насіння займалися ряд вчених [1, 2, 3, 4] однак цілий ряд питань залишається невирішеним.

Мета дослідження - розроблення методики розрахунку кінематики висівного черпакового апарату точного висіву насіння.

Результати дослідження. Будова і принцип роботи черпакового апарату видачі насіння сівалки точного висіву приведена в патенті України №10433 [4] (рис.1).

Основою черпакового механізму є диск 1 з важільними механізмами 2, які розміщені рівномірно по колу. Приводні важелі 4 і 5 і плече черпака 3, за період взаємодії приводного важеля 4 з упором 8 здійснюють викидання насіння з черпака в насіннеспровід. Визначення кутової швидкості ω_1 осі O_1O_2 протягом часу її повертання, при взаємодії приводного важеля з упором 8, необхідне для визначення лінійних швидкостей черпака, при яких виникають відцентрові сили, що діють на насінину, яка міститься в ньому. Відцентрова сила, яка діє на насінину в черпаку, при досягненні певної величини, викидає її з черпака і направляє за траєкторією в приймальний лоток і далі в насіннеспровід.

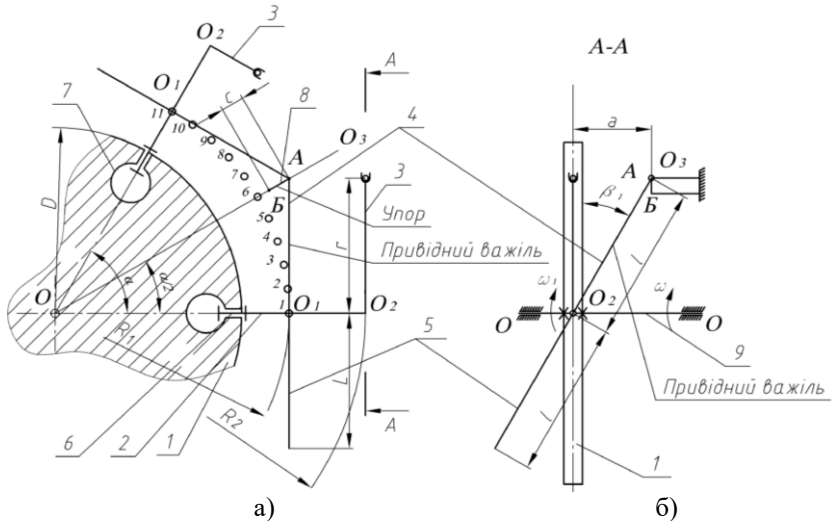


Рис. 1. Розрахункова схема черпакового механізму сівалки точного висіву: 1-диск; 2-вісь важільного механізму; 3-черпак з плечем; 4-привідний важіль; 5-важіль повертання важільного механізму у вихідне положення; 6-шарнір осі важільного механізму; 7-технологічний отвір; 8-упор; 9-привідний вал

Отже, визначення кутової швидкості ω_1 осі O_1O_2 , до якої прикріплені приводні важелі 4 і 5 та плече черпака 3, є основою для подальшого визначення і вибору основних конструктивних параметрів черпакового апарата видачі насіння в сівалках точного висіву.

Параметри механізму такі: D – діаметр диска 1, на якому розміщені шарніри осей важільного механізму, мм; R_1 – радіус, на якому знаходяться точки кріплення приводних важелів 2 з віссю, мм; R_2 – радіус, на якому розміщуються точки кріплення плечей 3 черпаків з віссю, мм; L – довжина приводних важелів 5, мм; l – довжина плеча O_2O_3 , мм; r – довжина плеча черпака 3, мм; a – віддаль між упором 8 і площиною, на якій розміщені осі шарнірів, мм; c – довжина упора 8 (лінія переміщення точки контакту O_3 між точками А і Б), мм; α – кут повертання диска 1 протягом якого проходить контакт приводного важеля з упором, град; β – кут повороту приводних важелів 4 і 5 на осі O_1, O_2 , град; β_1 – кут між площиною, яка проходить через вісь O_1O_2 в якій знаходиться приводний важіль 5 і площиною, яка проходить через вісь O_1O_2 , в якій знаходиться плече черпака 3, град.

На рис.1, а показано переміщення осі важільного механізму O_1O_2 на кут α , протягом якого проходить контакт приводного важеля з упором АВ і повертання його на кут β , при обертанні диска навколо осі OO з кутовою швидкістю ω .

На рис.1, а також показано, що упор АВ знаходиться на половині кута α , а на рис. 1, б показано початок контакту приводного важеля 9 з упором 8 довжиною АВ в точці O_3 її розміщення і площини, в якій знаходяться осі важільних механізмів O_1O_2 , а також кут β_1 , між приводним важелем 4 і плечем черпака 3. З рис. 1, б, видно, що при обертанні диска навколо осі OO з кутовою швидкістю ω приводний важіль буде ковзати на упорі АВ і повертатися навколо осі O_1O_2 із змінною кутовою швидкістю ω_1 .

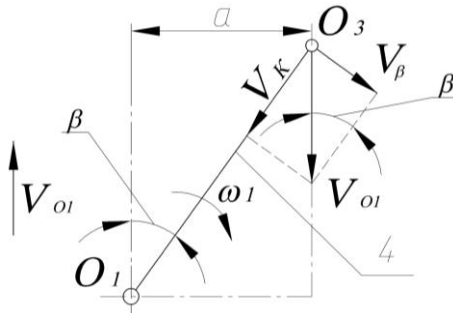


Рис. 2. Схема для визначення швидкостей при переміщенні точки упора O_3 вздовж важеля 4 при його обертанні навколо осі OO у точках 1-6 (відповідно до рис. 1)

Для визначення залежності кутової швидкості ω_1 від лінійної швидкості V_{O1} точки O_1 і кута повороту β , будують уявний план швидкостей (рис.2), уявляючи, що точка O_1 нерухома, а точка O_3 переміщається з лінійною швидкістю V_{O1} . Швидкість V_{O1} має дві складові: швидкість ковзання V_k , вектор якої направлений вздовж важеля 4, і швидкість V_β , вектор якої перпендикулярний до важеля 4, а величина визначається кутовою швидкістю ω_1 .

Як видно з рис. 2, величину плеча l черпака 4 можна визначити зі співвідношень:

$$l = a / \sin \beta, \tag{1}$$

де a – віддаль між упором 8 (рис. 1) і площиною, на якій розміщені осі шарнірів, мм

З векторної побудови визначаємо швидкість:

$$V_\beta = V_{O1} \sin \beta. \tag{2}$$

Кутова швидкість повертання приводного важеля 4 буде рівною:

$$\omega_1 = V_\beta / l. \quad (3)$$

Підставляючи значення V_β і l з рівнянь (2) і (1) в рівняння (3), отримаємо:

$$\omega_1 = \frac{V_{O1} \cdot \sin^2 \beta}{a}. \quad (4)$$

Лінійна швидкість V_{O1} точки O_1 контакту важеля 4 з упором 8 буде рівною:

$$V_{O1} = \omega \cdot R_1, \quad (5)$$

де ω – кутова швидкість диска.

Кутову швидкість диска, в якому розміщені осі важільних механізмів 4 і 5, визначають за формулою:

$$\omega = 2 \pi \cdot n, \text{ рад/с.} \quad (6)$$

Кількість обертів диска 1 визначають за формулою:

$$n = \frac{V_{mp} \cdot g}{k}, \quad (7)$$

де V_{mp} – швидкість трактора, м/сек; g – норма висіву насіння на погонний метр; k – кількість важільних механізмів на диску.

Підставляючи значення з рівнянь (6) і (7) у рівняння (5), отримаємо:

$$V_{O1} = \frac{2\pi V_{mp} \cdot g \cdot R_1}{k}. \quad (8)$$

Підставляючи значення V_{O1} з рівняння (8) у формулу (4), отримаємо формулу для визначення кутової швидкості:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot V_{mp} \cdot g \cdot R_1 \cdot \sin^2 \beta}{k \cdot a} \text{ рад/сек.} \quad (9)$$

Після точки 6 (зображена на рис. 1) план швидкостей змінюється за знаходження осей важільних механізмів у відповідних точках (рис. 3).

Як видно з рис. 3, кутову швидкість ω_1 в точках 7, 8, 9, 10, 11 визначають за формулою:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot V_{mp} \cdot q \cdot R_1 \cdot \sin^2 (180^\circ - \beta)}{k \cdot a} \text{ рад/с.} \quad (10)$$

Маючи значення кутових швидкостей осі важільного механізму приступають до розрахунку лінійних швидкостей черпака і

сил, які діють на насінину в період взаємодії приводного важеля з упором.

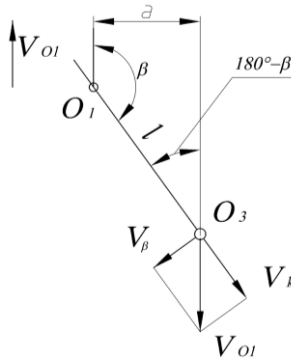


Рис.3. План швидкостей при переміщенні точки упора O_3 вздовж важеля 4 при його обертанні навколо осі OO у точках 7-11 (відповідно до рис. 1)

Лінійна швидкість черпака $V_{\text{чер.сум}}$ складається з двох швидкостей:

– швидкості V_a , яка визначається за формулою:

$$V_a = \omega \cdot R_2, \tag{11}$$

де ω - кутова швидкість диска; R_2 - радіус обертання черпака навколо осі OO .

– швидкості V_γ , яка визначається за формулою:

$$V_\gamma = \omega_1 \cdot r, \tag{12}$$

де ω_1 - кутова швидкість вісі черпакового механізму в положеннях 1-11; r - радіус обертання черпака навколо осі O_1O_2 .

Сумарна швидкість черпака $V_{\text{чер.сум}}$ (рис. 4) визначається за теоремою косинусів:

$$V_{\text{чер.сум}} = \sqrt{V_a^2 + V_\gamma^2 - 2V_a \cdot V_\gamma \cdot \cos(90 - \gamma)}, \tag{13}$$

де γ - кут між плечем черпака і вертикальною площиною, який визначається графічно в положеннях 1-11.

На насінину, яка міститься в черпаку під час взаємодії приводного важеля з упором, до її вильоту діють такі сили:

P – вага насінини;

$P_{\text{відц}}$ – відцентрова сила викликана лінійною швидкістю черпака при його обертанні навколо осі O_1O_2 і направлена по радіусу r від центра, яку визначають за формулою:

$$P_{відц} = \frac{mV_{\gamma}^2}{r}, \quad (14)$$

де m – маса насінини; V_{γ} – лінійна швидкість черпака; r – радіус обертання черпака навколо осі O_1O_2 .

Відцентрова сила зумовлена швидкістю при обертанні черпака навколо осі OO визначають за формулою:

$$N = \frac{mV_a^2}{R_2}, \quad (15)$$

де V_a – лінійна швидкість черпака при його обертанні навколо осі OO ; R_2 – радіус обертання навколо осі.

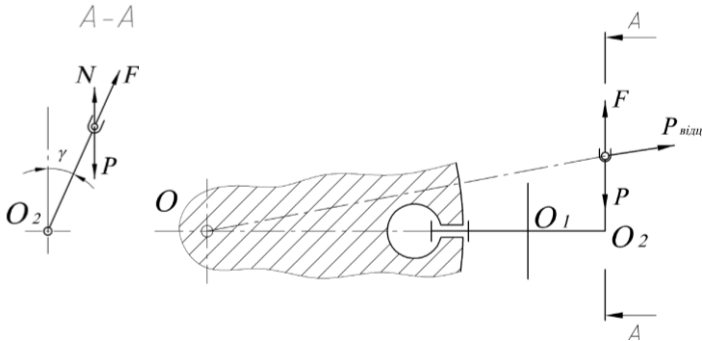


Рис.4. Сили, які діють на насінину в черпаку до її вильоту

Відцентрова сила $P_{відц}$ – притискає насінину до стінки черпака і викликає силу тертя $F_{тер}$, яка перешкоджає вильоту насінини з черпака і яку визначають за формулою:

$$F_{тер} = \mu \cdot N, \quad (16)$$

де μ – коефіцієнт тертя ковзання між насіниною і матеріалом черпака.

Виліт насінини з черпака здійснюється при умові коли вектор відцентрової сили \vec{F} буде більшим від суми векторів сили ваги \vec{P} і сили тертя $\vec{F}_{тер}$:

$$\vec{F} > \vec{P} + \vec{F}_{тер}.$$

Висновки. Виведені аналітичні залежності дозволяють встановити кінематичні і конструктивні параметри черпакового апарата точного висіву насіння. Такий апарат, за рахунок створення оптимальних умов для розвитку рослин, забезпечує підвищення врожайності на 12...18%.

Література

1. Машины для точного посева промышленных культур: конструирование и расчет / В.С. Басин, В.В. Брей, Л.В. Погорелый и др. - К.: Техника, 1987. – 157с.
2. Пронин А.Ф. Посевные машины. - Кишенёв: Гос. изд. Молдавии, 1957. – 187с.
3. Клименко А.А. Посевные и посадочные машины для внесения удобрений. – М.: Машиностроение, 1964. – 134с.
4. Деклараційний патент України №10433. Висівний апарат точного висіву насіння. Бюл. №11, 2005.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 621.87

І.І. Чвартацький

Бережанський агротехнічний інститут Національного аграрного університету

СИНХРОНІЗАЦІЯ РОБОТИ МЕХАНІЗМІВ СІВАЛКИ ОДНОЗЕРНОВОГО ВИСІВУ НАСІННЯ

Проведено розрахунок кінематики висівного апарата точного висіву і розподільчого колеса зернин при вкладанні в борозну та умови їх синхронізації. Дані практичні рекомендації виробництву з питань однозернового висіву насіння цукрових буряків.

Постановка проблеми. Підвищення ефективності рослинництва шляхом керування якістю виконання основних технологічних операцій при однозерновому висіві насіння закладає основу створення техніки нового покоління, що може задовільнити сучасні й майбутні потреби сільськогосподарського виробництва в Україні.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питаннями однозернового висіву займалися ряд вчених [1, 2, 3, 4], однак цілий ряд питань залишається невирішеним і потребують подальших досліджень.

Мета дослідження - розроблення компоувальної схеми сівалки цукрових буряків однозернового висіву з обґрунтуванням питань синхронізації роботи висівного і розподільчого апаратів укладення зерен в борозну.

Результати дослідження. Основний недолік існуючих конструкцій сівалок однозернового висіву цукрових буряків в тому, що вони вкладають насіння на різну глибину, а також коливається віддал між сусідніми насінинами по довжині рядків. Це пов'язано з тим, що за час руху насінин з висівного апарата в ґрунт сівалка разом з зернинами переміщається з горизонтальною швидкістю, що спричиняє розкидання насінин по довжині рядків. Крім цього, останні підстрибують в борозні, що теж сприяє їх розкиданню і засипанню насінин з порушенням агротехнічних вимог.

На рис.1 представлена умовна кінематична схема багаторядкової сівалки точного висіву насіння з одним висівним апаратом і одним прикочуючим колесом, яка позбавлена вищеперелічених недоліків

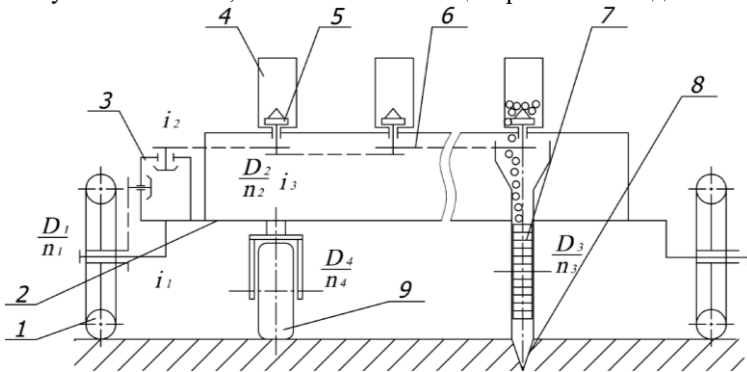


Рис. 1. Кінематична схема сівалки точного висіву з розподільчим диском зароблення насінин в борозні: 1—опорне колесо; 2—рама; 3—редуктор; 4—бункер висівного апарату; 5—висівний диск; 6—ланцюгова передача; 7—розподільчий диск з еластичними лопатками; 8—сошник; 9—прикочувальне колесо

Для усунення цих недоліків необхідно синхронізувати продуктивність подачі насіння висівним диском 5 і укладання зерен в борозну розподільчим диском 7 з лопатками. Це можливо у трьох випадках, коли кількість впадин висівного диска 5 і кількість лопаток розподільчого диска 7 є однакові і обертаються з однаковою швидкістю і в другому випадку, коли це співвідношення є кратним, наприклад, кількість лопаток є у 2...4 рази більше.

Третя умова синхронність роботи цих двох механізмів досягається за умовою

$$n_2 \cdot Z_1 = n_3 \cdot Z_2, \quad (1)$$

де n_2 і n_3 – відповідно кількість обертів висівного диска 5 і диска 7 укладання насінини в борозну; Z_1 і Z_2 – відповідно кількість впадин висівного диска і кількість еластичних лопаток диска укладання насінин в борозну.

Частота обертання приводного колеса сівалки (без урахування його ковзання) визначається із залежності

$$n_1 = \frac{V}{\pi D_1}, \quad (2)$$

де V – швидкість руху сівалки, м/с; D_1 – діаметр приводного колеса ($D_1 = 0,5 \dots 0,7$ м).

Кількість обертів n_2 висівного диска 5 визначаємо за формулою:

$$n_2 = \frac{V}{l \cdot Z_1}, \quad (3)$$

де l – нормована відстань між сусідніми насінинами в ґрунті, м.

Кількість обертів розподільчого диска 7 укладання насінин в борозну визначимо із залежності:

$$n_3 = \frac{V}{\pi \cdot D_3}, \quad (4)$$

де D_3 – діаметр диска укладання насінин, м.

Кількість еластичних лопаток розподільчого диска можна визначити з урахуванням виразів (4) і (1) за умови синхронізації роботи сівалки з залежності:

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot Z_1 \cdot D_3}{V}, \quad (5)$$

Підставляючи значення рівняння (2) у рівняння (5), одержимо умову:

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot D_3}{l}. \quad (6)$$

Для забезпечення синхронізації роботи сівалки, згідно з її кінематичною схемою, необхідно узгодити передаточні відношення: 1) між прикочуючим колесом і диском укладання насіння; 2) між приводним колесом і обертовим диском апарату видачі насіння.

Згідно з кінематичною схемою, синхронізація роботи сівалки виконується, якщо:

$$\frac{n_1}{n_3} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3, \quad (7)$$

де i_1 – передаточне відношення ланцюгової передачі між приводним колесом і редуктором; i_2 – передаточне відношення редуктора;

i_3 - передаточне відношення ланцюгової передачі від редуктора до приводних зірочок обертового диска апарата видачі насіння.

Підставляючи значення рівняння (3) і (4) у рівняння (7) одержимо умову:

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{l \cdot Z_1} \quad (8)$$

Отже, для синхронізації роботи основних вузлів сівалки точного однозернового висіву необхідно, щоб виконувалися умови (1), (5), (7) та (8).

На рис. 2 представлена схема розміщення зернин на полі при однозерновому висіву.

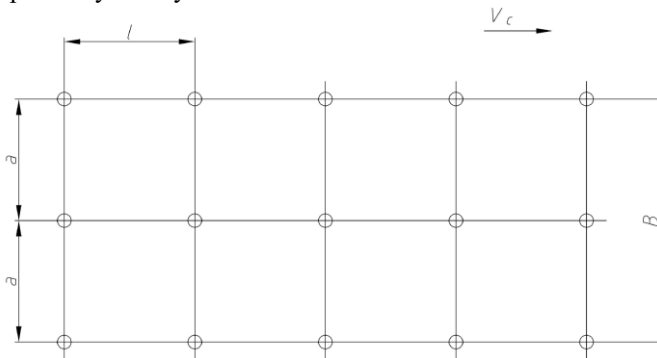


Рис. 2. Схема розміщення зернин на полі при однозерновому висіві: де B – ширина захоплення сівалки, м; a – ширина міжрядь, м; l – віддаль між зернами в рядку, мм; m – кількість рядків (висівних апаратів), шт; $B = (m - 1)a$

Кількість насінин, що висівається за один оберт висівного диска 5 (рис. 1):

$$K = \frac{K_{ок}}{i}, \quad (9)$$

де $K_{ок}$ – кількість насінин, що висіваються за один оберт приводного колеса одним апаратом; i – передаточне відношення від валика висівних апаратів до колеса.

Кількість насінин, що висівається висівним апаратом сівалки за один оберт приводного колеса (з урахуванням його ковзання):

$$K_{ок} = \frac{\pi D_1}{l \cdot (1 - \varepsilon)}, \quad (10)$$

де D_1 - діаметр колеса, м; ε – коефіцієнт ковзання колеса по ґрунту.

Кількість K насінин, що висіваються висівним диском за один оберт, залежить від кількості впадин, яка вибирається із конструктивних міркувань (рис. 3).

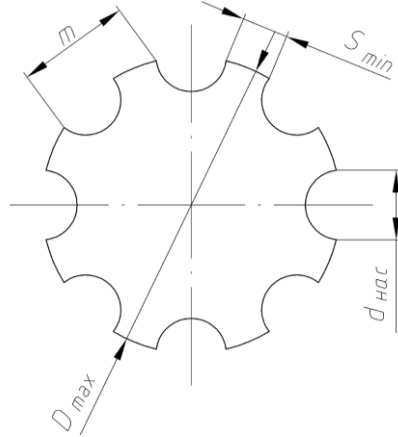


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів висівного диска апарата точного висіву

Продуктивність сівалки при однозерновому висіву насіння визначається за формулою:

$$Q = \frac{3,6 \cdot B \cdot V}{100} = 3,6 \cdot 10^{-2} \cdot B \cdot V, \text{ га/год.} \quad (11)$$

Зовнішній діаметр висівного диска визначається за формулою для зубчастого колеса

$$D = 2m(n + 2), \quad (12)$$

де m – модуль зуба котушки, мм; n – кількість зубів котушки однозернового висіву.

Висновок. Запропоновану методику розрахунку доцільно використовувати при проектуванні висівних апаратів точного висіву насіння цукрових буряків.

Література

1. Кардашевський С.В. Висевные устройства посевных машин. - М.: Машиностроение, 1973. - 356с.
2. Машины точного посева промышленных культур: конструирование и расчет / В.С. Басин, В.В. Брей, Л.В. Погорелый и др. - К.: Техника, 1978. - 157с.

3. Решитило О.М. Обґрунтування параметрів пневматиченого апарату внутрішнього заповнення для точного висіву зернових колоскових культур: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Вінницький державний аграрний університет. – Вінниця, 2005, - 21 с.

4. Гевко Б.М., Чвартацький І.І. Розрахунок висівного апарату сівалки точного висіву насіння. / Науковий журнал ТДТУ імені Івана Пулюя. –2005. - №4. - С.58-63.

5. Деклараційний патент України № 10433 Висівний апарат точного висіву насіння. Гнатьо П.М., Чвартацький І.І. та інші. Бюл. №11, 2005.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 539.432.620

О.М. Черниш, к.т.н.
Національний аграрний університет

ЗАПАС МІЦНОСТІ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ ВУГЛЕЦЕВИХ СТАЛЕЙ

Наведено метод визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні із застосуванням діаграми граничних напружень.

Постановка проблеми. В залежності від призначення машин і споруд (особливо сільськогосподарського призначення) їх деталі можуть працювати при різних режимах пружного стану під дією змінних навантажень певного закону, інтенсивності, частоти і асиметрії циклу. Умови експлуатації суттєво впливають на характеристики опору втомлюваного руйнування і це необхідно враховувати як при розробленні матеріалів, так і при розрахунках на міцність [1-5].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Вплив асиметрії циклу навантаження на границю витривалості, як правило, описують діаграмою граничних напружень циклу (діаграмою Сміта) або діаграмою граничних амплітуд циклу (діаграмою Хейя) [1-3].

У першому випадку діаграма будується в координатах «середнє напруження σ_m – максимальне напруження циклу σ_{max} », у другому – в координатах «середнє напруження σ_m – амплітуда циклу

σ_a » за відомими коефіцієнтами асиметрії циклу й експериментально отриманими відповідними значеннями границі витривалості.

Визначення коефіцієнта запасу міцності в таких випадках базується на апроксимації даних діаграм, вимагає значної втрати часу і відносно складне. При цьому складність пов'язана не з самим виводом формули коефіцієнта запасу міцності, а з аналізом зон діаграми та її схематизацією [1-5].

Мета досліджень – визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні для вуглецевих сталей. Причому, якщо відмовитись від традиційного використання діаграми граничних напружень або амплітуд і перейти до діаграми граничних напружень у координатах коефіцієнт асиметрії R – максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = \sigma_R$, можна отримати аналогічний результат, але простішим і наочним способом.

Результати дослідження. Після випробувань серії зразків при різних значеннях коефіцієнта асиметрії циклу R згідно отриманих кривих Веллера і відповідних значень границь витривалості σ_{-1} , $\sigma_{-0,5}$, σ_0 . (рис.1, а) побудуємо криву $\sigma_R = f(R)$, від якої показаний на рис.1, б. Практично для вуглецевих сталей ця крива при нормальних умовах середовища майже не відрізняється від прямої. Тому в подальших розрахунках діаграму будемо вважати прямолінійною. Для легованих сталей кривизна діаграми значно відчутніша, але в першому наближенні її також можна вважати прямолінійною.

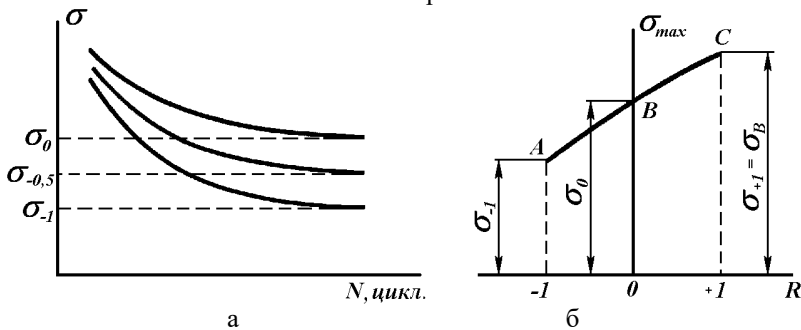


Рис. 1. Побудова діаграми $\sigma_R = f(R)$

Треба відмітити, що значення точки C на цій діаграмі відповідає границі міцності, отриманої при статичних випробуваннях. При деяких значеннях коефіцієнта асиметрії циклу навантаження границя витривалості може бути більша границі текучості. Для таких циклів відповідно коефіцієнт запасу опору малим пластичним

деформаціям n_T (по відношенню до границі текучості σ_T) буде меншим, ніж коефіцієнт запасу втомлювальної міцності n (по відношенню до границі витривалості σ_R).

Обмежимо цикли із $\sigma_R > \sigma_T$ горизонтальною прямою. Для вуглецевих сталей із $\sigma_0 > \sigma_T$ діаграма має вигляд на рис. 2.

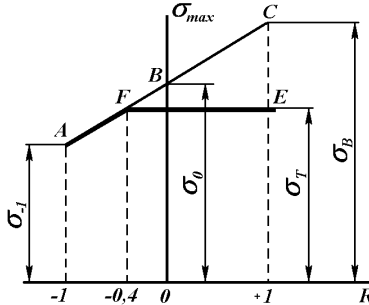


Рис. 2. Діаграма $\sigma_R = f(R)$ для вуглецевих сталей

За даними [1–5] можна вважати, що перетин лінії граничних напружень і лінії границі текучості тут спостерігається при $R = -0,4$.

При цьому коефіцієнт запасу міцності є відношенням максимального напруження граничного циклу, тобто границі витривалості до максимального напруження робочого циклу:

$$n = \frac{\sigma_{\max}^{sp}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_R}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (1)$$

де вплив експлуатаційних факторів поки не врахований.

Позначимо на діаграмі точкою h робочий цикл, для якого визначається коефіцієнт запасу міцності, а точкою H – відповідний граничний цикл (рис. 3). Як правило, розрахунок проводиться із умови подібності робочого і граничного циклів (за однакових значень коефіцієнта циклу навантаження R).

Тоді коефіцієнт запасу міцності буде дорівнювати відношенню відрізків даної діаграми:

$$n = \frac{mH}{mh}. \quad (2)$$

Для отримання формули Серенсена – Кінасошвілі, що визначає коефіцієнт запасу міцності в загальновідомій формі, зробимо такі перетворення. Для зручності розрахунків приймемо, що відрізок ae осі абсцис діаграми дорівнює відрізку OB осі ординат і, відповідно, відрізки $Oa = Ob = \sigma_0/2$.

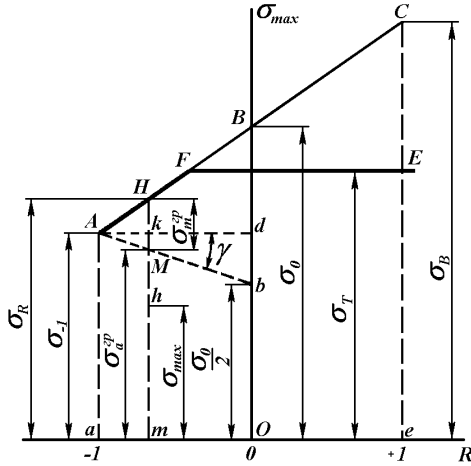


Рис. 3. Робочий і граничний цикл на діаграмі $\sigma_R = f(R)$

Проведемо допоміжну пряму Ab , що відсікає на осі ординат відрізок Ob , який дорівнює $\frac{\sigma_0}{2}$.

Тоді

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{bd}{Ad} = \frac{\sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}}{\frac{\sigma_0}{2}} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (3)$$

Вираз (3) позначимо через ψ_σ , тобто

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (4)$$

Необхідність у перетворенні залежності (1) пов'язана з тим, що експериментальні дані величини σ_R не завжди відомі, але відомі величини σ_{-1} і σ_B . При цьому при лінійній залежності $\sigma_R = f(R)$ величина σ_0 дорівнює

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2}. \quad (5)$$

Пряма Ab ділить будь-яку ординату, в тому числі і mH , на відрізки, які дорівнюють амплітуді і середньому напруженню граничного циклу (рис. 3).

Тоді

$$n = \frac{\sigma_{\max}^{zp}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m^{zp} + \sigma_a^{zp}}{\sigma_m + \sigma_a}. \quad (6)$$

При подібності робочого і граничного циклів

$$n = \frac{\sigma_m^{zp}}{\sigma_m} = \frac{\sigma_a^{zp}}{\sigma_a}. \quad (7)$$

Із діаграми (рис. 3) $Ak = HM$, тобто

$$\sigma_a^{zp} = \sigma_{-1} - \sigma_m^{zp} \psi_{\sigma} = \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_{\sigma}. \quad (8)$$

Відповідно до цього

$$n = \frac{\sigma_m n + \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_{\sigma}}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (9)$$

звідки після елементарних перетворень

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}. \quad (10)$$

З урахуванням впливу концентрації напружень, масштабного ефекту і якості обробки поверхні вираз (10) має вигляд

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (11)$$

де $K_{\sigma D}$ – загальний коефіцієнт зниження границі витривалості при симетричному циклі.

Для вуглецевих сталей $\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B$ і в даному випадку

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2} \approx 0,715 \sigma_B = 0,715 \frac{\sigma_{-1}}{0,43} \approx 1,66 \sigma_{-1}, \quad (12)$$

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - 1,66\sigma_{-1}}{1,66\sigma_{-1}} \approx 0,2. \quad (13)$$

Більш точні значення ψ_{σ} містяться в довідковій літературі.

Висновок. Використання діаграми граничних напружень у координатах «максимальне напруження циклу - коефіцієнт асиметрії» замість діаграми граничних напружень циклу (діаграми Сміта) або діаграми граничних амплітуд циклу (діаграми Хейя) дає наглядне і просте рішення задачі визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні порівняно з традиційним способом.

Література

1. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
2. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов. – М.: Высшая школа, 1970. – 520 с.
3. Коцаньда С. Усталостное разрушение металлов. – М.: Металлургия, 1976. – 453 с.
4. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. – М.: Наука, 1976. – 286 с.
5. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. – К.: Наукова думка, 1987. – Т. 1. – 510 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.М. Булгаков

УДК. 631.331

М.С. Шведик, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

АГРОТЕХНІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДО СТАБІЛІЗАЦІЇ СТРУКТУРНО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ҐРУНТУ В ПЕРІОД ПРОРОСТАННЯ НАСІННЯ

У статті наведено аналіз причин, що призводять до нестабільності структурно-механічних властивостей орного шару в період від фази проростання насіння до фази куціння рослин і запропоновано шляхи для їх стабілізації за рахунок проведення протягом 1...3 днів після оранки суміщеної сівби з передпосівним обробітком ґрунту кільцевими котками.

Постановка проблеми. Відомо, що для нормального росту і розвитку рослин необхідно, щоб у ґрунті була достатня кількість поживних речовин [1, 2]. Однак з часом вони вичерпуються і їх запаси поповнюються шляхом внесення в ґрунт органічних речовин. Проте рослини не спроможні безпосередньо з ґрунту засвоювати органічні речовини – їх необхідно спочатку розкласти в доступну форму у вигляді окисних мінеральних сполук. Ці функції в ґрунті виконують аеробні бактерії, життєдіяльність яких обумовлюється наявністю кисню. Тому з трьох завдань землеробства [3] основним з них є

створення грудкуватої структури ґрунту, в якому утворюються проміжки між грудочками – пори, заповнені повітрям.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Цілком зрозуміло, що з часом із замкнутого ґрунтового повітря весь кисень буде використаний аеробним процесом і він заміниться таким же об'ємом вуглекислоти. Внаслідок цього настає анаеробний розклад при якому розвивається зворотній процес – відновлення всіх раніше окислених сполук і всі поживні речовини переходять в не засвоювані форми.

Небезпека цього явища криється в тому, що при припиненні притоку повітря до пор, настає голодування рослин і якщо цей період затягується, то рослини гинуть. Однією з причин припинення притоку повітря в пори можуть бути навіть короткочасні, але часті дощі [3]. Це явище добре вивчене [3, 4] і відоме як антагонізм води і поживних речовин. Другою причиною є руйнування грудочок, внаслідок чого розпилений ґрунт поступово заповнює проміжки між грудочками і ґрунт втрачає свої культурні властивості – родючість і перетворюється в безструктурний ґрунт.

Грудкувата структура ґрунту створюється в процесі його обробітку, а міцність грудочок залежить від вмісту перегною і при руйнуванні перегною автоматично з ним руйнується і міцність структури ґрунту. Однак незалежно від ступеня міцності (вмісту перегною) грудочок навесні, міцність структури поверхневого шару (в середньому на глибину до 10 см) на кінець вегетаційного періоду втрачається повністю і під впливом дощів грудочкувата структура руйнується і переходить в роздільно частинковий стан.

Розрізняють три групи причин, що призводять до втрати ґрунтом структурності і міцності – це механічні, фізико-хімічні і біологічні [3]. Причинами механічних втрат міцності ґрунту є роздавлювання грудочок під час його обробітку, як робочими органами або колесами, чи гусеницями машин, так і під дією власної ваги пласта. Внаслідок цього перегній, яким була зцементована грудочка, розривається і в грудочках залишаються тоненькі плівочки перегною, для з'єднання яких між собою потрібний тривалий час. Фізико-хімічний характер втрати міцності ґрунту обумовлюється тим, що в атмосфері безперервно відбувається перехід вільного молекулярного азоту в сполуки з воднем і киснем, внаслідок чого утворюються азотно-аміачна, вуглецево-аміачна і штучно-перегнійно-аміачна солі, які розчиняються в атмосферних опадах і попадають в ґрунт. Однак внаслідок надзвичайно слабкої концентрації, ці солі перебувають в стані повної іонізації. Проникаючи через поверхневий шар ґрунту, катіони амонію витісняють катіони кальцію, які увібрав перегній, і

стають на їх місце, в результаті чого цементуюча здатність перегною втрачається і грудочки руйнуються.

В основі біологічних причин втрати міцності ґрунту є живлення рослин, які засвоюють поживні речовини тільки у легкодоступній для них формі – окисних мінеральних сполук [3, 5]. Оскільки ж перегній є органічною речовиною, то внаслідок постійного створення рослинами в ґрунті умов для аеробіозису, перегній також піддається руйнуванню аеробним шляхом, розкладаючись до форм окисних мінеральних сполук, які легко засвоюються рослинами.

Мета дослідження - створити найбільш сприятливі умови для відновлення структурності ґрунту та аеробіозису і недопущення обривання кореневої системи зернових колосових культур внаслідок осідання орного шару ґрунту, а також скоротити проміжок часу між оранкою і сівбою з 2...3 тижнів до 1...3 днів та кількість технологічних операцій з підготовки ґрунту до сівби.

Результати дослідження. З наведеного аналізу видно, що на відміну від механічних і фізико-хімічних причин, які викликають руйнування тільки тих властивостей, що зумовлюють міцність перегною, біологічні причини призводять ще й до руйнування самого перегною. А ґрунт позбавлений перегною, як відомо, втрачає властивості культурного ґрунту, тобто міцно грудкувату структуру.

Разом з тим аналіз причин, що викликають втрати міцності ґрунту показує, що їх дію можна, якщо не повністю, то хоча б частково нейтралізувати шляхом проведення відповідних агротехнічних заходів. Так, внесення органічних добрив у ґрунт за рахунок утворення в ньому перегною сприяє відновленню міцності і структуризації ґрунту, і тим самим нейтралізує дію біологічних причин, а рівномірне розміщення рослин по площі поля зрівноважує негативний вплив фізико-хімічних причин, оскільки нижній горизонт орного шару набуває структурної форми під впливом кореневої системи, яка витісняє з перегною увібрані ним катіони амонію катіонами кальцію, що надходять з верхнього 10 см горизонту.

Отже, на основі викладеного можна зробити висновок, що чим більш рівномірно розміщені рослини по площі поля, то тим більш рівномірно їх коренева система відновлює структуру горизонту орного шару.

Що стосується механічних причин втрати міцності ґрунту, то цей аспект становить найбільшу і найгострішу проблему землеробства, оскільки враховуючи те, що коли верхні 10 см орного шару після перших дощів втрачають свою міцність і структуру (набуті під час оранки) і переходять у свій первісний роздільно частинковий стан, то

будь-який обробіток в межах цих 10 см є марним. Тому намагання багатьох вчених і практиків розв'язати цю проблему не дало бажаного результату, але призвело до розроблення і застосування різних способів обробітку ґрунту, які залежно від глибини обробітку розділяють на основний (20...35 см), поверхневий (не більше 14 см) і спеціальний обробіток. При цьому обробіток на глибину в межах 8...16 см вважають мілким, а більше 24 см – глибоким. Ґрунти, які піддаються вітровій ерозії, розпушують без обертання скиби на глибину 16...30 см. На практиці найчастіше застосовується основний і поверхневий обробіток. Це пояснюється тим, що під час оранки ґрунт розпушується і набуває структурності. Однак свіжовиораний ґрунт під дією власної ваги весь час осідає і він відрізняється від неораного високою нестабільністю не тільки за об'ємною масою і щільністю, а й за водно-повітряним режимом, внаслідок чого коренева система злакових колосових культур, що формується після проростання насіння висіяного в свіжовиораний ґрунт, інтенсивно обривається. Щоб запобігти обриву кореневої системи, необхідно між оранкою і сівбою витримати деякий проміжок часу, який необхідний для стабілізації ґрунту, тобто його осідання. Проте процес осідання ґрунту залежно від його типу і кліматичних умов може тривати від 2 до 3 і більше тижнів, що не завжди є прийнятним на практиці, оскільки це призводить до затягування строків сівби і нерідко є основною причиною недостатнього кущіння та укорінення озимих перед їх входженням в зимівлю.

Необхідність проведення передпосівної культивуації після основної оранки викликана тим, що за період осідання ґрунту в його верхньому шарі (0-10 см) проміжки між грудочками заповнюються розпиленими частинками, внаслідок чого верхній шар ґрунту втрачає структурність і в ньому порушується водно-повітряний режим, поверхня поля стає нерівною, на ній з'являються бур'яни, що негативно впливає на якість сівби. При цьому інколи виявляється, що для передпосівного обробітку проведення однієї культивуації є недостатнім заходом, оскільки ґрунт залишається надто грудкуватим і розпушеним. В такому випадку поверхню поля обробляють додатково. Для цього застосовують голчасту ротаційну мотику, вирівнюючий брус і каток, що забезпечує подрібнення грудок, вирівнювання і прикочування поверхні поля. При цьому особливо ефективним є застосування котків, зокрема кільцево-шпорових, кільцево-зубчастих або спіральних. Для перших двох типів котків характерним є те, що їх кільця руйнують великі грудки й ущільнюють нижній шар ґрунту, а

шпори і зубчасті диски вирівнюють поверхню поля. Спіральні котки, крім цього, ще й якісно розпушують верхній шар ґрунту.

Однак застосування котків посаджених на одній осі, навіть довжиною до 1,5 м, призводить, по-перше, до нерівномірного ущільнення ґрунту, оскільки в місцях проходу котка над горбком ґрунт буде переущільнюватись, а над ямкою недоущільнюватись, внаслідок чого в ґрунті створюються неоднакові умови як для проростання насіння, так і для подальшого росту і розвитку рослин. По-друге, котки ущільнюють ґрунт паралельними рядками, ширина яких не співпадає з шириною розстановки сошників, які формують насіннєве ложе як в ущільнених рядках, так і в проміжки між ними, де ґрунт менш ущільнений, що знову таки створює різні умови для проростання насіння і відповідно появи не дружніх сходів.

Висновок. Таким чином на основі проведеного аналізу можна зробити висновок, що для створення найбільш сприятливих умов для відновлення структурності ґрунту та аеробіозису і недопущення обривання кореневої системи зернових колосових культур внаслідок осідання орного шару ґрунту, а також скорочення проміжку часу між оранкою і сівбою з 2...3 тижнів до 1...3 днів та кількості технологічних операцій з підготовки ґрунту до сівби, найбільш доцільним є проведення протягом 1...3 днів після оранки суміщеної сівби з передпосівним обробітком ґрунту кільцевими котками, які забезпечують роздільно-рядкове ущільнення нижнього шару та розпушення і вирівнювання поверхневого шару ґрунту, при цьому висів добрив і насіння здійснюється в ущільненні рядки в двох ярусах.

Література

1. Гудзь В.П. Шляхи підвищення продуктивності інтенсивних сортів озимої пшениці. - К.: Урожай, 1989. – 136с.
2. Синягин І.І. Площади питання растений. - М.: Россельхозиздат, 1975. – 833с.
3. Вільямс В.Р. Ґрунтознавство. Землеробство з основами ґрунтознавства. Переклад з 5-го рос. вид.– Київ, 1948. - 444с.
4. Мусиенко Н.Н., Тернавский А.І. Корневое питание растений: Учеб. пособие – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1989. – 203с.
5. Векірчик К.М. Фізіологія рослин. - К.: Вища шк. Головне вид-во, 1984. – 239с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

В.О. Шейченко

Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого

АНАЛІЗ ВІДХИЛЕННЯ СТЕБЕЛ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ З ПОДІЛЬНИКАМИ ЛЬОНОБРАЛЬНОЇ МАШИНИ

У статті наведено результати експериментального дослідження явища взаємодії стебел з подільниками льонобральної машини. Викладено методику та результати дослідження відхилення стебел льону за різних умов дії подільників.

Постановка проблеми. При роботі льонобральних машин прутки подільників нахиляють стебла вперед і в бік бральних рівчаків. Розроблена на даний час теорія роботи подільника [1] дозволяє розрахувати нахил всіх стебел, крім центральних. Центральними вважаються стебла, основи яких в ґрунті знаходяться в поздовжніх вертикальних площинах по середині між носиками подільників. Ці стебла при роботі подільників також нахиляються, але тільки вперед, і це має місце через зчеплення верхніх частин стеблостою насінневими коробочками. Теоретично кут відхилення центральних стебел вперед розрахувати важко. В той же час треба знати його для розрахунку розтягнутості стебел в стрічці льону. Тому він був визначений нами дослідним шляхом.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що на сьогодні є багато праць присвячених аналізу взаємодії стебел з подільниками льонобральних машин [1], але при цьому дослідниками мало вивчались закономірності відхилення стебел льону при різних умовах дії подільників.

Мета дослідження – визначити кут відхилення центральних стебел вперед при різних умовах дії на них подільників льонобральної машини.

Результати дослідження. Для дослідження нахилу вперед (у напрямку руху агрегату) центральних стебел перед їх захватом бральним пасом використовували розроблений нами прилад (рис.), який являє собою кутомір (транспортир), жорстко закріплений на основі зі шкалою від 0° до 80°. На рис. показано положення приладу при вимірюванні кута відхилення стебла вперед δ_0 , можливе положення стебла відносно шкали приладу в напрямку руху агрегату.

Визначення кута зроблено за такою методикою. Причипний льонобральний агрегат, який рухався по полю і здійснював брання стебел, періодично (через кожні 8-10 м) зупинявся при повному вимкненні вала відбору потужності трактора. На поверхню ґрунту проти устя польового брального рівчака опускали прилад і заміряли кут відхилення вперед центрального стебла і записували його значення. Такі заміри проводили на густому і рідкому льоні при різних щільностях стеблостою, а також при різній висоті брання (12, 24 і 36 см), двох швидкостях руху агрегату (1,2 і 1,8 м/с) та при ширині захвату бральної секції 32 і 36 см.

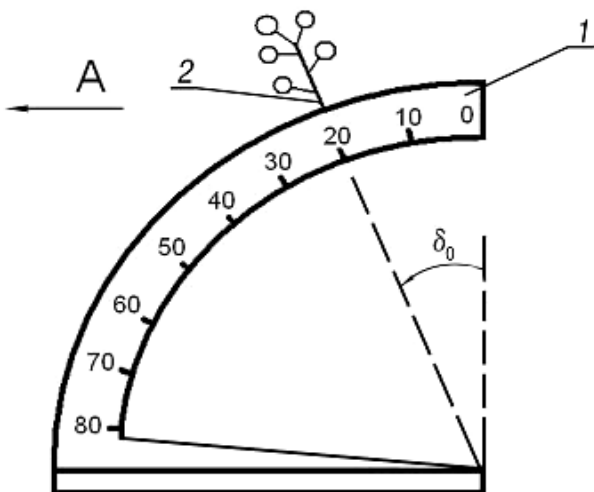


Рис. Прилад для визначення кута δ_0 відхилення центральних стебел льону вперед у напрямку руху льонозбирального агрегату: 1 – прилад; 2 – стебло; А – стрілка, що показує напрям руху агрегату

Досліди проведено на стеблостій льону з такими характеристиками: вологість стебел 35-55%; головчастість 2-6; висота стебла 50-100 см; діаметр стебла 0,8-2,2 мм. Результати дослідів наведено в таблиці.

Таблиця. Значення кута відхилення δ_0 центральних стебел вперед за різних умов дії на них рухомих подільників

Швидкість руху агрегату, м/с	Щільність стеблостою, шт./м ²	Ширина захвату бральної секції, см	Висота брання, см	Кут відхилення δ_0 , град
1,2	1000	32	12	12
			24	7
			36	3
		38	12	14
			24	10
			36	6
	1800	32	12	17
			24	11
			36	8
		38	12	19
			24	12
			36	9
1,8	1000	32	12	13
			24	7
			36	6
		38	12	15
			24	11
			36	7
	1800	32	12	22
			24	18
			36	14
		38	12	24
			24	20
			36	14

Висновки. З представлених в таблиці даних видно, що значення кута δ_0 перебували в межах від 3° до 24° і зростають зі збільшенням швидкості, щільності стеблостою та ширини захвату бральної секції, проте зі збільшенням висоти брання його значення зменшується.

Література

1. Льюноборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

**КОНЦЕНТРАЦІЯ НАПРУЖЕНЬ БІЛЯ ЕЛІПТИЧНИХ ОТВОРІВ,
ПІДДАНИХ РІВНОМІРНОМУ ГАРМОНІЙНОМУ ТИСКУ**

Отримані сингулярні інтегральні рівняння задачі про усталені коливання для нескінченних пластинок з отворами. Наведено розв'язання тестових задач. Визначено діапазон зміни динамічного коефіцієнта концентрації напружень для нескінченних пластинок з еліптичними отворами.

Постановка проблеми, аналіз останніх досліджень та публікацій. В роботі [1, 2, 3] проведено дослідження напруженого стану пружної пластинки з еліптичним отвором, відношення півосей якого 1,5. Задачу тут було розв'язано методом рядів у поєднанні з методом збурення форми границі. Розв'язок отримано у вигляді степеневого ряду, у якому визначено три перших наближення.

Громіздкість зазначеного вище методу не дає можливості досліджувати напружений стан, а разом з цим і динамічний коефіцієнт концентрації напружень у нескінченних пластинках з еліптичними отворами з великим ексцентриситетом. Тому для розв'язання поставленої задачі у роботі використано метод граничних інтегральних рівнянь, що дало можливість проводити дослідження напруженого стану областей практично довільної форми. Використання методу механічних квадратур спростило чисельну реалізацію.

Мета дослідження. Розглядається задача про залежність динамічного коефіцієнта концентрації напружень у нескінченній пластинці з еліптичним отвором, до границі якої прикладений рівномірний тиск, що гармонійно змінюється у часі, від відношення його півосей.

Результати дослідження. Будемо досліджувати гармонічні коливання пластинок з отворами, що перебувають під дією осцилюючих навантажень на границі $(S_1 e^{i\omega t}, S_2 e^{i\omega t})$. Віднесемо до декартової системи координат Ox_1x_2 пружну пластинку. Позначимо через D область, яку вона займає. Приймемо, що ця область обмежена контурами L_0, L_1, \dots, L_k , при чому контур L_0 охоплює решту контурів.

У випадку плоского напруженого стану будемо виходити з потенціального зображення загального розв'язку для переміщень у вигляді:

$$u_j = \int_L p_i U_{ij}^* ds, \quad (1)$$

де $L = L_0 + L_1 + \dots + L_k$; $r = \sqrt{(x_1 - x_1^0)^2 + (x_2 - x_2^0)^2}$; p_1, p_2 — невідомі потенціальні функції, $U_{ij}^* = U_{ij}^*(x_1, x_2, x_1^0, x_2^0)$, тут $i, j = 1, 2$, представлені в [4], Інтегрування по області та вздовж границі проводиться за змінними x_1^0, x_2^0 .

Визначають напруження у довільній точці пластинки на площинці з нормаллю \bar{n} згідно співвідношень, наведених у [6]. Такий підхід виявився ефективним у зв'язку з переходом до комплексних змінних.

Для нескінченних областей його безпосередньо застосовувати не можна, оскільки функції U_{ij}^* , а разом з ними переміщення u_j , є комплексними. Тому у формулі (1) перейдено до дійсного виду. Для цього окремо визначено напруження для дійсної та уявної частини переміщень. З врахуванням вище сказаного, переміщення записано у вигляді:

$$u_j^R = \int_L (p_i^R U_{ij}^{*R} - p_i^I U_{ij}^{*I}) ds, \quad (2)$$

$$u_j^I = \int_L (p_i^I U_{ij}^{*R} + p_i^R U_{ij}^{*I}) ds, \quad (3)$$

де $u_j^R = \text{Re} u_j$; $u_j^I = \text{Im} u_j$; $p_i^R = \text{Re} p_i$; $p_i^I = \text{Im} p_i$; $U_{ij}^{*R} = \text{Re} U_{ij}^*$; $U_{ij}^{*I} = \text{Im} U_{ij}^*$.

Проводячи міркування, аналогічні до [6], формули для визначення напружень набудуть вигляду:

$$2(\sigma_n^R - i\tau_{sn}^R) = \int_L f_1^R q^R dt + \int_L f_2^R \bar{q}^R dt - \int_L f_1^I q^I dt - \int_L f_2^I \bar{q}^I dt, \quad (4)$$

$$2(\sigma_n^I - i\tau_{sn}^I) = \int_L f_1^R q^I dt + \int_L f_2^R \bar{q}^I dt + \int_L f_1^I q^R dt - \int_L f_2^I \bar{q}^R dt, \quad (5)$$

де $f_i^R = f_i^R(x_1, x_2, x_1^0, x_2^0)$, $f_i^I = f_i^I(x_1, x_2, x_1^0, x_2^0)$, $i = 1, 2$ є функціями

дійсного аргументу, причому $q^R = i \frac{p^R ds}{dt}$, $q^I = i \frac{p^I ds}{dt}$ — невідомі

функції, $p^R = p_1^R + ip_2^R$, $p^I = p_1^I + ip_2^I$, $t = x_1^0 + ix_2^0$.

Оскільки підінтегральні функції $f_i^R, i = 1, 2$ при малих значеннях аргумента є нерегулярними, то використовуючи

асимптотичні вирази для функцій Бесселя другого роду при малих значення аргументу, співвідношення (4)-(5) запишеться у вигляді:

$$2(\sigma_n^R - i\tau_{sn}^R) = \frac{1}{2\pi i} \frac{1+\nu}{2} \int_L \left(\left(\frac{dz}{d\bar{z}} \frac{\bar{z}-\bar{t}}{z-t} - 1 \right) \frac{1}{z-t} \right) q^R dt - \frac{1}{2\pi i} \int_L \left(-\frac{1+\nu}{2} \frac{1}{\bar{z}-\bar{t}} + \frac{dz}{d\bar{z}} \frac{3-\nu}{2} \frac{1}{z-t} \right) \bar{q}^R d\bar{t} + \int_L G_1^R q^R dt + \int_L G_2^R \bar{q}^R d\bar{t} - \int_L f_1^I q^I dt - \int_L f_2^I \bar{q}^I d\bar{t}. \quad (6)$$

$$2(\sigma_n^R - i\tau_{sn}^R) = \frac{1}{2\pi i} \frac{1+\nu}{2} \int_L \left(\left(\frac{dz}{d\bar{z}} \frac{\bar{z}-\bar{t}}{z-t} - 1 \right) \frac{1}{z-t} \right) q^I dt - \frac{1}{2\pi i} \int_L \left(-\frac{1+\nu}{2} \frac{1}{\bar{z}-\bar{t}} + \frac{dz}{d\bar{z}} \frac{3-\nu}{2} \frac{1}{z-t} \right) \bar{q}^I d\bar{t} + \int_L G_1^R q^I dt + \int_L G_2^R \bar{q}^I d\bar{t} + \int_L f_1^I q^R dt + \int_L f_2^I \bar{q}^R d\bar{t}. \quad (7)$$

Для переходу у співвідношеннях (6)-(7) до границі при $(x_1, x_2) \rightarrow L$ слід використати формули Племеля-Сохоцького [1]. Тому при відомих зусиллях на границі інтегральні рівняння для знаходження невідомих функцій q^R, q^I мають вигляд:

$$\bar{q}^R + \frac{1}{2\pi i} \frac{1+\nu}{2} \int_L \left(\left(\frac{dz}{d\bar{z}} \frac{\bar{z}-\bar{t}}{z-t} - 1 \right) \frac{1}{z-t} \right) q^R dt - \frac{1}{2\pi i} \int_L \left(-\frac{1+\nu}{2} \frac{1}{\bar{z}-\bar{t}} + \frac{dz}{d\bar{z}} \times \frac{3-\nu}{2} \frac{1}{z-t} \right) \bar{q}^R d\bar{t} + \int_L G_1^R q^R dt + \int_L G_2^R \bar{q}^R d\bar{t} - \int_L f_1^I q^I dt - \int_L f_2^I \bar{q}^I d\bar{t} = S^R, \quad (8)$$

$$q^I + \frac{1}{2\pi i} \frac{1+\nu}{2} \int_L \left(\left(\frac{dz}{d\bar{z}} \frac{\bar{z}-\bar{t}}{z-t} - 1 \right) \frac{1}{z-t} \right) q^I dt - \frac{1}{2\pi i} \int_L \left(-\frac{1+\nu}{2} \frac{1}{\bar{z}-\bar{t}} + \frac{dz}{d\bar{z}} \times \frac{3-\nu}{2} \frac{1}{z-t} \right) \bar{q}^I d\bar{t} + \int_L G_1^R q^I dt + \int_L G_2^R \bar{q}^I d\bar{t} + \int_L f_1^I q^R dt + \int_L f_2^I \bar{q}^R d\bar{t} = S^I, \quad (9)$$

де

$$S^R = 2(S_1^R - iS_2^R) e^{i\alpha}, \quad S^I = 2(S_1^I - iS_2^I) e^{i\alpha}. \quad (10)$$

Систему рівнянь (8)-(9) розв'яжемо методом колокації. Провівши параметризацію контуру та застосувавши квадратурні формули [6], отримано систему лінійних алгебраїчних рівнянь для визначення невідомих функцій q_n^R, q_n^I :

$$\bar{q}_\nu^R + h \sum_{n=1}^K f_{1\nu n}^R q_n^R g_n^I + h \sum_{n=1}^K f_{2\nu n}^R \bar{q}_n^R \bar{g}_n^I - h \sum_{n=1}^K f_{1\nu n}^I q_n^I g_n^I - h \sum_{n=1}^K f_{2\nu n}^I \bar{q}_n^I \bar{g}_n^I = S_\nu^R, \quad (11)$$

$$\bar{q}_v^I + h \sum_{n=1}^K f_{1vn}^R q_n^I g_n' + h \sum_{n=1}^K f_{2vn}^R \bar{q}_n^I \bar{g}_n' + h \sum_{n=1}^K f_{1vn}^I q_n^R g_n' + h \sum_{n=1}^K f_{2vn}^I \bar{q}_n^R \bar{g}_n' = S_v^I, \quad (12)$$

де $\bar{q}_v^R = \bar{q}^R(z_v)$, $q_n^R = q^R(t_n)$, $q_v^I = q^I(t_v)$, $q_n^I = q^I(t_n)$, $f_{ivn}^R = f_i^R(z_v, t_n)$, $f_{ivn}^I = f_i^I(z_v, t_n)$, $i=1, 2$, $S_v^R = S^R(z_v)$ та $S_v^I = S^I(z_v)$.

Тестування алгоритму. Розглянемо задачу про знаходження напружень у пластинці з отвором кругової форми радіуса a , до границі якого прикладене навантаження $(R + iT)e^{i\omega t}$.

У таблиці наведені результати розрахунку напружень на границі отвору, отримані для випадку $\sigma_3 \neq 0$ на основі розробленого алгоритму та на основі аналітичних формул, наведених у [2], при різних значеннях зведеної частоти $\omega' = \frac{\omega \cdot a}{c_1}$. При порівнянні результатів видно, що похибка становить менше 1%, що свідчить про достовірність та ефективність розробленого алгоритму.

Таблиця. Максимальні значення кільцевих напружень при $\sigma_3^c \neq 0$, $\tau_3^c = 0$

ω'	1	2	3	4	5	6
$\frac{\tilde{\sigma}_\theta^{\max}}{\sigma_3^c}$	-0,1398 + 1,3319i	-0,4900 - 0,0890i	0,1247 + 0,6034i	-0,4606 - 0,3406i	0,4946 + 0,2153i	0,4990 + 0,1583i
$\frac{\sigma_{\theta\theta}^{\max}}{\sigma_3^c}$	-0,1397 + 1,3318i	-0,4888 - 0,0887i	0,1248 + 0,6031i	0,4604 + 0,3419i	0,4945 + 0,2151i	0,4992 + 0,1582i

В [1, 2, 3] розглядається задача про дослідження напруженого стану пластинок з отворами, що перебувають під дією рівномірного тиску, що змінюється гармонічно у часі, яка розв'язана методом рядів у поєднанні з методом "збурення" форми границі. Граничні умови у цьому випадку записані у вигляді:

$$\sigma_n \Big|_\Gamma = -S e^{i\omega t}, \quad \tau_{sn} \Big|_\Gamma = 0. \quad (13)$$

У роботах [1, 2, 3] наведено результати розрахунків для пластинок з круговим — крива 1, еліптичним — крива 2 та квадратним, повернутим на 45° — крива 3, форми (для другого наближення) залежно від частоти. Графіки залежностей для зазначених випадків від зведеної частоти $\omega'_2 = \frac{\omega \cdot a}{c_2}$ показано на рис. 1.

Використовуючи розроблений чисельний алгоритм, для

перевірки точності та ефективності проведемо аналогічні розрахунки для пластинки з круговим отвором радіуса a , еліптичним, відношення півосей якого 1,5, та квадратним з діагоналлю a , результати яких подані на рис. 2.

Зазначимо, що на рисунку наведено графік зміни абсолютних значень напружень. Обчислення проводилися при 100 точках розбиття границі для випадку кругового отвору та 150 вузлових точках в інших випадках.

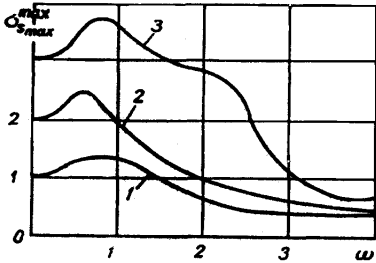


Рис. 1. Концентрація напружень біля отворів різної форми [3]

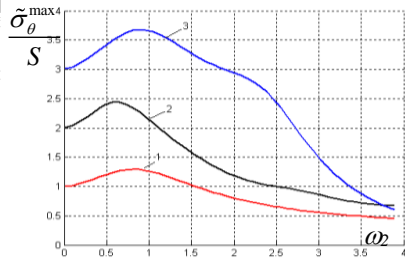


Рис. 2. Концентрація напружень біля отворів різної форми, розрахована за розробленим алгоритмом

З рис. 1-2 видно, що у випадку отвору кругової форми спостерігається висока точність співпадання значень. У випадку квадратного та еліптичного отворів відхилення не перевищує 5%.

При розрахунку елементів конструкцій на міцність визначають максимальні значень напружень, що виникають біля отворів за відповідних значеннях частоти прикладених зусиль. Тому в роботі на рис. 3 показано залежність максимальних значень напружень на границі еліптичних отворів з різними відношеннями півосей від частоти прикладених зусиль. Кривій 1 відповідає зазначена залежність у випадку, коли отвір у пластинці має форму круга, кривим 2, 3, ..., 5 — еліпси з відношенням півосей $1/2, 1/3, \dots, 1/5$. Зазначимо, що розрахунки проводилися при 100 вузлових точках та коефіцієнті Пуассона $\nu=0,3$.

У роботі досліджено залежність динамічного коефіцієнта концентрації напружень (відношення максимальних динамічних напружень до відповідних статичних) від розмірів еліптичного отвору. Результати досліджень наведено на рис. 4.

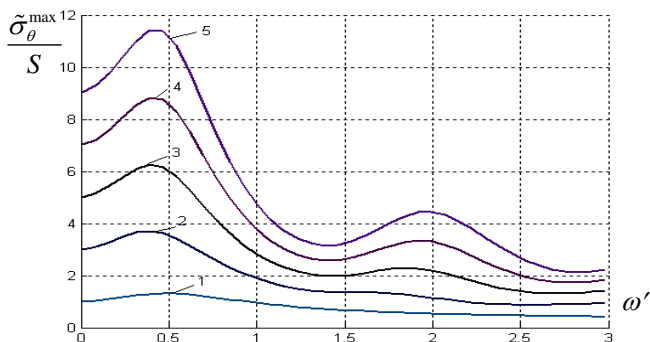


Рис. 3. Концентрація напружень біля еліптичних отворів

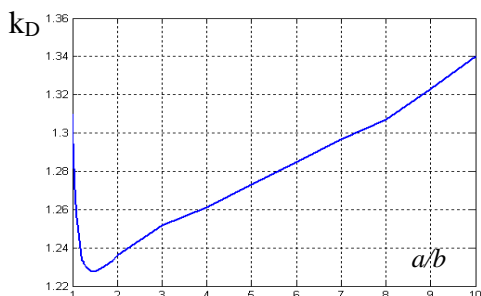


Рис. 4. Залежність динамічного коефіцієнту концентрації напружень від розмірів еліптичного отвору

З рис. 4 видно, що динамічний коефіцієнт концентрації напружень змінюється у діапазоні (1,23...1,34) для розглянутих випадків і є найменшим для пластинки з еліптичним отвором, відношення півосей якого 3:2.

На рис. 5 наведено розподіл напружень на границі еліптичного отвору з півосями $3a$ та $2a$ при декількох значеннях частот. Зазначимо, що $\omega'=0,01$ відповідає випадку статичного навантаження, а при $\omega'=0,43$ динамічний коефіцієнт концентрації напружень набуває максимального значення.

У випадку статичного навантаження максимальні напруження виникають у великій півосі, при збільшенні частоти з рисунка видно, що напруження за границею є практично сталими.

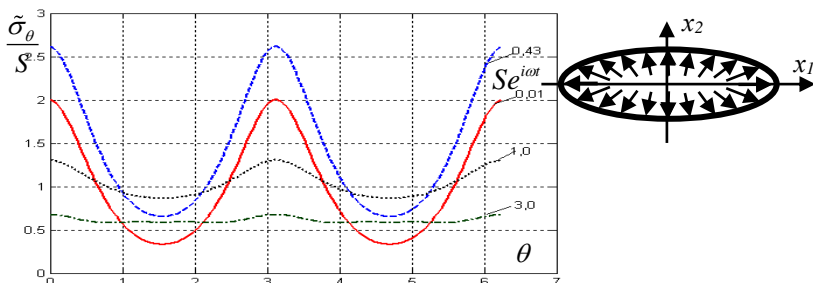


Рис. 5. Розподіл динамічних напружень на границі еліптичного отвору

Висновки. У роботі побудовано сингулярні інтегральні рівняння задачі про усталені коливання для нескінченних пластинок з отворами. Проведено розв'язання тестових задач, які вказують на високу точність та ефективність розробленого алгоритму. У роботі визначено діапазон зміни динамічного коефіцієнта концентрації напружень для нескінченних пластинок з еліптичними отворами.

Література

1. Гузь А.Н., Кубенко В.Д., Черевко М.А. Дифракція упругих волн.— К.: Наук. думка, 1978. - 308 с.
2. Кубенко В.Д. Напряжения около эллиптического отверстия, подверженного осциллирующему давлению // Прикладная механика. – 1965. - № 5. - С. 133-137.
3. Савин Н.Г. Распределение напряжений около отверстий. - К.: Наукова думка, 1968. - 888 с.
4. Бреббия К., Уокер С. Применение метода граничных элементов в технике. Пер. с англ. / Под. ред. Григолюка Э.И. — М.: Мир, 1982. — 248 с.
5. Саврук М.П., Осив П.Н., Прокопчук И.В. Численный анализ в плоских задачах теории трещин. – К.: Наук. думка, 1989. – 248 с.
6. Божидарнік В.В., Шиприкевич О.А., Максимович О.В. Поширення пружних хвиль у обмежених тілах при дії зосереджених сил. // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Вип. 101. Серія «гірничо-електромеханічна». — Донецьк: ДонНТУ, 2005. - С.12-17.

Рецензент д.т.н., проф. В.М. Максимович

С.Ф. Юхимчук, к.т.н., М.М. Толстушко к.т.н., Л.М. Дацюк, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОВИЛЧАСТОГО КОПАЧА КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

У статті описано конструкцію вібраційного кореневикопувального робочого органу вилчастого типу та обґрунтовано його головні параметри. Визначено необхідну потужність на привод вібровилчастого копача.

Постановка проблеми. Збирання коренеплодів цукрових буряків є однією з найбільш трудомістких та енергомістких операцій у сільському господарстві. Підвищення якості та зниження енергомісткості збирання коренеплодів представляють собою комплексну науково-технічну проблему, вирішення якої повинно базуватись на пошуку нових конструктивних рішень і принципів дії робочих органів та компоновальних схем коренезбиральних машин, теоретичному обґрунтуванні їх параметрів та режимів роботи, експериментальному підтвердженні проведених досліджень з метою аналізу і синтезу оптимальних параметрів бурякозбиральних комплексів [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що надання вібрації кореневикопувальним робочим органам значно зменшує енергетичні витрати. Відомі [1, 2] розробки лемішних і дискових копачів, які здійснюють коливання, а вилчастих копачів, які б вібрували, ще немає. В даній статті пропонується конструкція вібровилчастого копача і наводиться обґрунтування його головних параметрів.

Мета дослідження – обґрунтувати головні параметри вібровилчастого копача коренезбиральної машини.

Результати дослідження. Активна вилка запропонованого вібровилчастого копача працює таким чином. Привід здійснюється від ВВП трактора, який встановлений на рамі комбайна, крутний момент через карданний вал, ланцюгову передачу, конічно-циліндричний редуктор, карданний вал передається на вал активної вітки вилки, яка обертається, відповідно до вітки вилки машини-аналога РКС-6 з частотою $n_b = 7,05$ об/с.

Крім цього вітка вилки здійснює коливання у вертикальній площині. Згідно з вимогами [1], які ставляться до вібраційних копачів

частота цих коливань 20 Гц, амплітуда коливань кінця вилки 14 мм. Коливання відбуваються відносно центру самовстановлюючого підшипника, закріпленого у редукторі. Коливання вітки вилки забезпечує кулачкова втулка, яка жорстко кріпиться на валі активної вилки і має три кулачка, які при обертанні вала по черзі взаємодіють із підшипниками-роликками, розміщеними на нерухомих осях. Це забезпечує частоту коливань вітки вилки:

$$\nu = 3 \cdot n_b \quad (1)$$

де n_b - частота обертання вітки вилки, $n_b = 7,05$ об/с.

Тоді $\nu = 21,15$ Гц.

Щоб вилка не відхилялась від вертикалі за кулачковою втулкою на вал встановлюється підшипник, що міститься у корпусі, який може переміщуватись в редукторі тільки у вертикальному напрямку. Для цього між спеціальними заглибленнями редуктора та корпусу підшипника знаходяться кульки.

Сама активна вилка складається із двох частин-віток, кожна з яких являє собою конусний ковпак, що жорстко кріпиться на вал. Довжина конуса $l_k = 340$ мм, відстань між кінцями двох конусів – ширина захвату вилки $b = 215$ мм, кут встановлення вилки до горизонту $\alpha = 20^\circ$ відповідають відповідним параметрам машини-аналогу РКС-6. Інші параметри приймаються з попереднього ескізного компонування: кут конусності вітки вилки $\varphi = 20^\circ$, кут розхилу віток вилки $\beta = 15^\circ$.

На вилку діють сили опору витягування коренеплоду з ґрунту і опору ґрунту, так як вилка кінцем заглиблена в ґрунт. Максимальна сила опору ґрунту (тяжкі ґрунти) за експериментальними даними [1] для вітки вилки $R_{rp} = 200$ Н. Ця сила є рівнодієюю вертикальної P_{brp} і горизонтальної P_{rrp} сил опору. P_{brp} виникає при коливанні кінця вилки, P_{rrp} - від переміщення вітки вилки при поступальному русі машини. Вектори цих сил будуть паралельні відповідним векторам швидкостей переміщень точки прикладання цих сил у вертикальному \vec{v}_b і горизонтальному \vec{v}_r напрямках. Це значить, що вектор рівнодієюї \vec{R}_{rp} буде паралельним вектору рівнодієюї швидкостей \vec{v}_b і \vec{v}_r . Величина $v_r = 2$ м/с – робоча швидкість машини.

$$v_b = v_r' \cdot \cos \alpha, \quad (2)$$

де v'_b - середня швидкість коливань вітки вилки. Оскільки ця швидкість завжди змінюється за синусоїдою (гармонійні вимушені коливання), то приймаємо, що

$$v'_b = 2 \cdot \nu \cdot A, \quad (3)$$

де ν - частота коливань вітки вилки, $\nu = 21,15$ Гц,

A – амплітуда коливань кінця вітки вилки, $A = 14$ мм.

Коефіцієнт 2 означає, що коливання відбуваються у зворотно-поступальному напрямку.

Звідси $v'_b = 0,6$ м/с і $v_b = 0,56$ м/с.

Кут нахилу рівнодійної швидкості, а значить і сили \overline{R}_p до горизонту рівний: $\arctg \frac{v_b}{v_r}$, а до осі вітки вилки $\gamma = \alpha + \arctg \frac{v_b}{v_r}$. За розрахунком: $\gamma = 36^\circ$.

оскільки вітка вилки заглиблена в ґрунт на довжину приблизно 100 мм свого кінця, то вектор рівнодійної \overline{R}_p буде розміщуватись посередині цього відрізка, тобто на відстані $x_1 = 50$ мм від кінця вітки вилки.

Сили опору витягування коренеплода, що діють на вилку можна звести до двох складових – вертикальної (вітки вилки обертаючись і коливаючись тягнуть коренеплід доверху) і горизонтальної (при переміщенні машини коренеплід нахилиється). Крім цього, за рахунок того, що вітки вилки коливаються в різні сторони (коли одна вітка піднімається вгору інша опускається донизу), коренеплід буде відхилятися в бік. При розрахунках це відхилення враховувати не будемо – будемо розглядати той випадок, коли вітки вилки знаходяться на одному рівні. За відомими даними [1] механічних характеристик коренеплодів беремо максимальну силу опору вертикальному витягуванню коренеплоду $P_{bk} = 481$ Н, а максимальну силу опору нахилу кореня $P_{rk} = 432$ Н. Для розрахунку валу вітки вилки необхідно знати місце прикладання векторів цих сил. Будемо вважати, що максимальний діаметр буряка, який взаємодіє з вилкою $d_k = 122$ мм. Відстань від носка вітки вилки до точки прикладання векторів цих сил визначається за формулою:

$$x_2 = \left(\frac{b}{2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}} - \frac{d_k}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \right) / \left(\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} + 1 \right), \quad (4)$$

Відмітимо також те, що вектори цих сил будуть нахилені до осі вітки вилки і її перпендикуляра \vec{P}_{bk} під кутом встановлення вітки вилки до горизонту $\alpha = 20^\circ$.

Тепер визначимо, які сили будуть діяти на кулачкову втулку, що забезпечує коливання вітки вилки. Вітка коливається відносно центра самовстановлюючого підшипника. З попереднього ескізного компонування визначаємо відстань від носка вітки до центра підшипника $l_1 = 370$ мм, а від центра підшипника до центра кулачкової втулки $l_2 = 45$ мм. Ексцентриситет кулачків даної втулки знайдемо за формулою:

$$\varepsilon = \frac{l_1 \cdot A}{l_2}, \quad (5)$$

Знаючи, що амплітуда коливань носка вітки $A=14$ мм, необхідний ексцентриситет кулачків даної втулки - $\varepsilon = 1,7$ мм.

При розрахунку кулачкових механізмів необхідно знати так званий кут тиску θ . В нашому випадку він з деяким наближенням рівний:

$$\theta = \arctg \frac{\varepsilon \cdot n}{\pi \cdot r_c}, \quad (6)$$

де n - кількість кулачків на втулці, $n=3$;

r_c - середній радіус кулачкової втулки $r_c=25$ мм.

Приймаємо $\theta = 4^\circ$

Перпендикулярна осі вітки вилки і розміщена у вертикальній площині сила, що діє на кулачок повинна забезпечувати противагу усім перпендикулярним до осі вітки проєкціям сили опору ґрунту і коренеплодів у цій же площині. Ця умова виконується, якщо сума моментів від цих сил відносно центра коливань (центр самовстановлюючого підшипника) буде рівна нулю. Для визначення цієї сили скористаємося рисунком, побудованим за вже визначеними даними.

$$P_b \cdot l_2 = (P_{rk} \cdot \sin \alpha + P_{bk} \cdot \cos \alpha) \cdot (l_1 - x_2) + R_{\pi} \cdot \sin \gamma \cdot (l_1 - x_1),$$

звідси:

$$P_b = \frac{(P_{rk} \cdot \sin \alpha + P_{bk} \cdot \cos \alpha) \cdot (l_1 - x_2) + R_{rp} \cdot \sin \gamma \cdot (l_1 - x_1)}{l_2}, \quad (7)$$

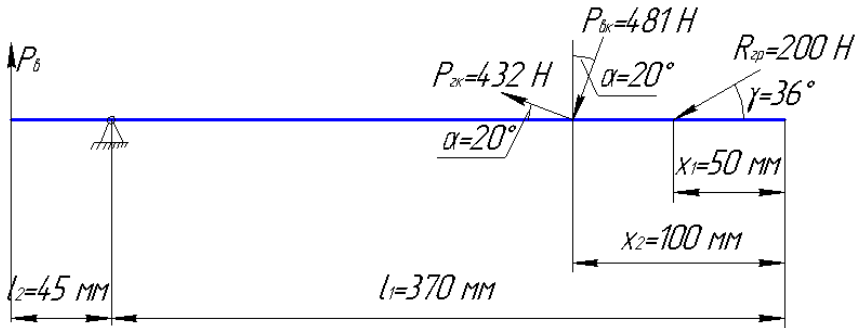


Рис. Схема до визначення сили P_b

Сила, з якою кулачок діє на опорний підшипник:

$$P_{кул} = \frac{P_b}{\cos \theta}, \quad (8)$$

Кругний момент, необхідний для повороту кулачка:

$$M_{кул} = P_{кул} \cdot r_c, \quad (9)$$

Горизонтальна сила, що діє на кулачок рівна:

$$P_r = P_{кул} \cdot \sin \theta, \quad (10)$$

Кругний момент, що йде на витягування коренеплоду рівний:

$$M_{кpk} = (P_{bk} \cdot \cos \alpha - P_{rk} \cdot \sin \alpha) \cdot r_b, \quad (11)$$

Кругний момент на валу вітки вилки визначається за формулою:

$$M_{kp} = M_{кул} + M_{кpk}, \quad (12)$$

Потужність, що затрачається на привід кореневикопувальних вилок

$$N_l = \frac{\omega_b \cdot M_{kp} \cdot z}{\eta_r \eta_{lp} \eta_m \eta_p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_b \cdot M_{kp} \cdot z}{\eta_r \eta_{lp} \eta_m \eta_p}, \text{ кВт}, \quad (13)$$

де n_b - частота обертання вала конуса, $n_b = 7,05$ об/с;

M_{kp} - кругний момент на валу конуса, $M_{kp} = 65$ Нм;

η_r - ККД закритої передачі багатоступінчастого редуктора,

$\eta_r = 0,96$;

η_{lp} - ККД ланцюгової передачі, $\eta_{lp} = 0,9$;

η_m - ККД муфти, $\eta_m = 0,98$;

η_p - ККД підшипників кочення, $\eta_p = 0,99$;

z - кількість конусів, $z = 12$ шт.

Звідси $N_I = 4,1$ кВт.

Як уже зазначалося, для надання коливань конусу вилки у вертикальній площині служить трьохкулачкова втулка, яка жорстко закріпила на валі конуса, й одночасно взаємодіє із двома, розташованими зверху і знизу у вертикальній площині, роликами. Коли з одним із роликів взаємодіє вершина кулачка, то інший розміщується в западині між двома іншими кулачками.

Для забезпечення гармонійних коливань конуса у вертикальній площині необхідно вибрати профіль кулачка. З курсу ТММ [3] відомі формули для визначення профілю кулачка у декартовій системі координат, де центр координат співпадає з центром вихідного кола:

$$\left. \begin{aligned} x &= (R + S) \cdot \cos \varphi + r \cdot \frac{(R + S) \cdot \cos \varphi + S' \cdot \sin \varphi}{\sqrt{(R + S)^2 + (S')^2}}, \\ y &= (R + S) \cdot \sin \varphi + r \cdot \frac{S' \cdot \cos \varphi - (R + S) \cdot \sin \varphi}{\sqrt{(R + S)^2 + (S')^2}}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Для синусоїдального закону руху формули для визначення пройденого шляху S і швидкості S' точки кулачка для кута підйому φ , що змінюється від 0 до α такі:

$$S = h \cdot \left(\frac{\varphi}{\alpha} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin \frac{2\pi}{\alpha} \varphi \right), \quad S' = \frac{h}{\alpha} \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\alpha} \varphi \right).$$

де R - радіус вихідного кола кулака;

r - радіус штовхача-ролика;

h - максимальне переміщення штовхача або ексцентриситет кулачка;

α - фазовий кут підйому.

Задаючись значеннями вхідних параметрів, наприклад: $R = 25$ мм, $r = 18,5$ мм, $h = 1,7$ мм, $\alpha = 60^\circ$ за формулами (14) можна побудувати комп'ютером профіль кулачка.

Розглядаємо тільки кут підйому кулачка, так як при опусканні закон руху кулачкової втулки також синусоїдальний і профіль кулачка на цьому проміжку є дзеркальним відображенням профілю, що відповідає підйому.

Висновки. На основі запропонованих параметрів вібровилчастого копача можна провести необхідні інженерні розрахунки і спроектувати даний робочий орган.

Література

1. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) / Л.В. Погорелый, М.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; Под ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

2. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки / Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко, С.В. Синій, В.М. Булгаков, Р.М. Рогатинський, О.Б. Павелчак. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – 168 с.

3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учеб. пособие для инж.-техн. спец. вузов / В.К. Акулич, П.П. Анципорович, Э.И. Астахов и др.; Под ред. Г.Н. Девойно. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 285 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.358

С.Ф. Юхимчук, к.т.н., С.М. Юхимчук, М.М. Толстушко, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАРТОПЛЕРІЗКИ

У статті поданий опис конструкції картоплерізки для різання насінневого матеріалу картоплі і дано обґрунтування її основних параметрів.

Постановка проблеми. Для збільшення насінневого матеріалу при садінні картоплі використовують всю продукцію насінневої ділянки, а не тільки бульби насінневої фракції. Єдиним шляхом, який дозволяє використовувати на насінневі цілі крупні бульби є різка їх на частини. Інколи ріжуть до 40 % і більше картоплі загальної потреби в насінному матеріалі. У більшості випадків цей трудомісткий процес виконують вручну, що призводить до великих затрат праці (від 25 до 30 люд.-год/га).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Тепер в багатьох господарствах цей процес механізовано за допомогою пристроїв,

створених умільцями-механізаторами господарств [1]. Вітчизняна промисловість поки що не виготовляє машин або пристроїв для механізації різання насінних бульб.

Тому **метою дослідження** є розробка машини для різання картоплі, яка б мала просту будову, була б зручною в експлуатації і задовольняла всі агрономи до різання бульб, щоб її можна було б впровадити в серійне виробництво. В даній статті обґрунтовуються параметри такої картоплерізки.

Результати досліджень. Основними вузлами машини є рама, бункер, різальний апарат, стрічковий транспортер і привід. Різальний апарат складається з двох пневматичних балонів, що обертаються в протилежні напрямки, і нерухомо закріпленого ножа.

Принцип роботи машини такий. Відсортована картопля великої та середньої фракції, транспортером картоплесортувалки КСП-15Б засипається в бункер картоплерізки. Пневматичні балони, що обертаються назустріч один одному, захоплюють бульби і затискаючи їх між собою, протягують перпендикулярно лезу ножа. При захопленні балонами картоплини орієнтуються так, що розріз відбувається вздовж картоплини – між балонами розміщується менший переріз картоплини. За рахунок однакового тиску в балонах картоплини вдавлюються в оболонку балонів на однакову величину і розріз відбувається чітко посередині. Після чого, розрізані половинки, спрямовані напрямними щитками, потрапляють на полотно стрічкового транспортера, яке переміщуючись скидає їх у транспортний засіб – тракторний причіп.

Обґрунтуємо необхідну продуктивність картоплерізки.

Як уже зазначалося картоплерізка взаємодіє з картоплесортувальним пунктом КСП-15Б, що має продуктивність за годину чистої роботи 15 т/год, та з причепом тракторним одноосним напівнавісним 1-ПТС-2Н вантажопідйомністю 2 т.

На сортувалці КСП-15Б йде розділення картоплі на ту що треба різати і на ту що не треба. Припустимо, що необхідно різати половину з усієї картоплі, що поступає на сортувалку, тобто 7,5 т/год. При коефіцієнті використання робочого часу $\tau = 0,8$ за годину необхідно порізати $7,5 \cdot 0,8 = 6$ т.

Крім цього, потрібно врахувати, що для відвезення порізаної картоплі масою 6 т необхідно за 1 год поміняти або розвантажити 3 причепа 1-ПТС-3Н вантажопідйомністю 2 т. Під час заміни причепа картоплерізка виключається – не працює. Нехай, на заміну одного причепа йде 5 хв, тобто за 1 год на заміну причепів буде витрачено 15 хв. Звідси видно, що картоплерізка за одну годину буде працювати $60 \cdot 0,8 - 15 = 33$ хв. Приймаємо, що коефіцієнт використання

картоплерізка 0,9, тоді час роботи картоплерізка за 1 год рівний $T_k = 30$ хв. Тобто за 0,5 год необхідно порізати 6 т картоплі – для забезпечення безперервності роботи картоплерізальної лінії продуктивність картоплерізки має бути $W = 12$ т/год.

Виведемо формулу для визначення продуктивності картоплерізки.

При довжині пневматичного балона L і його радіусі R та кутовій швидкості ω за час t площа поверхні балона, що протягує бульби п лезу ножа, становить $S = t \cdot \omega \cdot R \cdot L$.

Вважаючи, що картоплини круглого перерізу діаметром d_k при різанні розміщені одна біля одної так, що середини чотирьох сусідніх картоплин розміщується по кутах куба із стороною $2 \cdot \frac{d_k}{2} = d_k$,

на площі S може розміститися така кількість картоплі $n_k = \frac{S}{d_k^2} = \frac{t \cdot \omega \cdot R \cdot L}{d_k^2}$. Формула для визначення об'єму кулі така:

$V = \frac{\pi \cdot d^3}{6}$, тобто об'єм картоплини $V_k = \frac{\pi \cdot d_k^3}{6}$. Знаючи густину картоплі ρ_k можна визначити можливу масу розрізаної за час t картоплі:

$$\begin{aligned} M = n_k \cdot m_k &= \frac{t \cdot \omega \cdot R \cdot L}{d_k^2} \cdot V_k \cdot \rho_k = \frac{t \cdot \omega \cdot R \cdot L}{d_k^2} \cdot \frac{\pi \cdot d_k^3}{6} \cdot \rho_k = \\ &= \frac{\pi}{6} \cdot d_k \cdot \rho_k \cdot t \cdot \omega \cdot R \cdot L \end{aligned}$$

Для визначення продуктивності W потрібно M помножити на два коефіцієнти: k_1 - коефіцієнт об'ємного завантаження зони різання і k_2 - коефіцієнт пробуксовки картоплі по поверхні пневматичних балонів. Тоді формула продуктивності картоплерізка:

$$W = \frac{\pi}{6} \cdot d_k \cdot \rho_k \cdot t \cdot \omega \cdot R \cdot L \cdot k_1 \cdot k_2, \text{ кг/с} \quad (1)$$

З цієї формули можна визначити кутову швидкість обертання пневматичних балонів:

$$\omega = \frac{6 \cdot W}{\pi \cdot d_k \cdot \rho_k \cdot t \cdot R \cdot L \cdot k_1 \cdot k_2}, \text{ с}^{-1} \quad (2)$$

Приймаємо d_k , знаючи, що, як правило, ріжуть крупні бульби масою $m_k = 80 \div 150$ г, при густині картоплин $\rho_k = 1,04 \div 1,09$ г/см³

[2] (в розрахунках беремо $\rho_k = 1050 \text{ кг/м}^3$), рівний

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot m_k}{\pi \cdot \rho_k}} = 5,25 \div 6,48 \text{ см. Беремо приведений діаметр картоплі}$$

$d_k = 6 \text{ см} = 0,6 \text{ м}$. Довжину і радіус пневматичного балона вибираємо по аналогії з пневматичним балоном картоплезбирального комбайна ККУ-2: $L = 1,3 \text{ м}$, $R = 0,15 \text{ м}$. При $W = 12 \text{ т/год} = 3,33 \text{ кг/с}$, $k_1 = 0,4$, $k_2 = 0,3$ і кутову швидкість обертання пневматичних балонів буде дорівнювати $\omega = 4,67 \text{ с}^{-1}$, а частота обертання балонів рівна: $n_b = 45 \text{ об./хв}$.

Визначимо геометричні параметри бункера картоплерізки. Для забезпечення найбільшої продуктивності картоплерізальної лінії необхідно, щоб під час заміни тракторного причепа і відключенні картоплерізки, картопля, що поступає із транспортера картоплесортувального пункту КПС-15Б накопичувалась в бункері картоплерізки. Для виконання цієї умови необхідно, щоб бункер вміщав $\frac{7500 \text{ кг} \cdot 5 \text{ хв} \cdot 0,8}{60 \text{ хв}} = 500 \text{ кг}$ картоплі. Розрахуємо об'єм цього

бункера:

$$V_b = \frac{m}{\gamma} \cdot k_3, \quad (3)$$

де m – маса картоплі, що знаходиться в бункері, кг; γ – об'ємна вага картоплі, кг/м^3 , за [2] $\gamma = 640 \div 770 \text{ кг/м}^3$, беремо $\gamma = 700 \text{ кг/м}^3$; k_3 – коефіцієнт запасу об'єму, $k_3 = 1,2$.

Тоді $V_b = 0,86 \text{ м}^3$.

Вважаючи, що бункер в поперечному перерізі має форму зрізаного трикутника, в якому менша основа рівна $a = 2 \cdot R + \Delta$, де R – радіус балона, $R = 0,15 \text{ м}$, Δ – відстань між балонами і деяке зміщення кінців бункера відносно центрів симетрії балонів, $\Delta = 0,04 \text{ м}$, $a = 2 \cdot 0,15 + 0,04 = 0,34 \text{ м}$. Кут нахилу бічних сторін бункера для зручності виготовлення бункера рівний 45° . Довжина бункера рівна довжині балона $b = L = 1,3 \text{ м}$. Визначимо висоту цього бункера h з формули:

$$V_b = a \cdot b \cdot h + \frac{h^2}{2} \cdot b. \quad (4)$$

Розв'яжемо це квадратне рівняння: $h^2 \cdot b + 2 \cdot a \cdot b - 2 \cdot V_b = 0$.

$$h = \frac{-a \cdot b + \sqrt{(a \cdot b)^2 + 2 \cdot b \cdot V_b}}{b} = -a + \sqrt{a^2 + \frac{2 \cdot V_b}{b}}.$$

Звідси $h = 0,54$ м.

Розрахуємо основні параметри стрічкового транспортера. Після розрізання частинки картоплин спрямовуються на транспортер, який завантажує їх в причеп. Стрічку транспортера беремо шириною $b_T = 0,6$ м [3], корисна її ширина $b_{Tk} = b_T \cdot k$, де k - коефіцієнт, який враховує умову, що краї стрічки не завантажені, через встановлення бокових щитків, $k = 0,9$. Звідси $b_{Tk} = 0,54$ м.

Транспортер встановлений перпендикулярно до різального ножа, тому для спрямування частинок, що перерізилися по довжині $L = 1,3$ м на корисну ширину стрічки транспортера $b_{Tk} = 0,54$ м, потрібно встановити щитки нахилені під кутом φ не менше 45° . Оскільки з [2] відомо, що коефіцієнт тертя свіжого розрізу картоплі по сталі рівний 1, тобто $tg\varphi = f = 1$ і $\varphi = arctg1 = 45^\circ$. Відстань розташування верхньої вітки транспортера від нижніх країв пневматичних балонів знаходимо за формулою:

$$H = \frac{L - b_{Tk}}{2} \cdot tg\varphi.$$

$H = 0,38$ м.

Діаметр ведучого барабану транспортера [3]:

$$D_b = 0,15 \cdot i,$$

де i - число прокладок в стрічці, для ширини стрічки $B = 0,6$ [3], $i = 2$. Тоді $D_b = 0,15 \cdot 2 = 0,3$ м. Приймаємо, що швидкість стрічки транспортера приблизно рівна швидкості різання картоплі, а тому кутова швидкість обертання ведучого барабана ω_b рівна кутовій швидкості обертання балонів ω : $\omega_b = 4,67 \text{ с}^{-1}$, $n = 45$ об./хв. Тоді швидкість стрічки рівна $v_T = \omega \cdot \left(\frac{D_b}{2} + \frac{\Delta_c}{2} \right)$, де $\Delta_c = 4$ мм.

$v_T = 0,71$ м/с.

Щоб унеможливити сповзання картоплі із стрічки транспортера кут нахилу його до горизонту не повинен перевищувати 20° [3]. Тоді при довжині робочої вітки транспортера $l_T = 2$ м висота підйому картоплі буде становити $H_n = l_T \cdot \sin 20^\circ = 0,7$ м. Знаючи

висоту тракторного причепа можна визначити висоту розміщення картоплекортувально-різального пункту над дорожнім покриттям.

Проведемо силовий розрахунок процесу різання. Процес різання включає зтягування картоплин в щілину між пневматичними балонами і протягування їх відносно нерухомо закріпленого ножа.

За [2] відомо, що опір при різанні картоплі тиском становить $q = 8,4 \text{ Н/пог.см}$. Вважаючи, що можливий випадок коли різання відбувається по усій довжині леза, максимальна сила різання буде:

$$F_p = q \cdot L.$$

Приймаємо, що й сила зтягування F_3 рівна силі різання $F_p = 987,8 \text{ Н}$. Тоді крутний момент на одному балоні визначений за

формулою $M_{kp} = \frac{F_p + F_3}{2} \cdot R$ буде рівний $148,2 \text{ Нм}$.

Визначимо ще силу, з якою балон тисне на картоплину при її зтягуванні в щілину між балонами: $F_{Tk} = \frac{F_{3k}}{f}$, де f - коефіцієнт тертя картоплі по гумі, $f = 0,75$. Також F_T вибирається так, щоб

забезпечити утримання і натиск картоплі при різанні: $F_{Tk} \geq \frac{F_{Pk}}{f}$. При

$F_{Pk} = q \cdot d_k = 49,4 \text{ Н}$, тоді $F_{Tk} \geq 65,9 \text{ Н}$.

Площа картоплини, що контактує з балонами, сприймаючи тиск, приблизно рівна [2] $S_k = \frac{S_b}{3}$, де площа для кулі $S_b = \pi \cdot d^2$. Тоді $S_k = 3,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Тиск, необхідний в балонах, рівний: $P \geq \frac{F_{Tk}}{S_k}$.

За розрахунками $P \geq 17,5 \text{ кПа}$.

Приймаємо, вважаючи, що P не повинно перевищувати 33 кПа [2] для запобігання пошкодження картоплі, тиск в балонах $P = 25 \text{ кПа}$.

Сила тиску, що діє на один балон по усій його довжині, визначена за формулою $F_{Tb} = \frac{F_p}{2 \cdot f}$ і рівна $F_{Tb} = 658,5 \text{ Н}$.

Визначимо потужності на привід картоплерізки.

Загальна потужність приводу картоплерізки рівна:

$$N = N_{P,A} + N_T, \quad (5)$$

де $N_{P.A}$ - потужність на привод різального апарата: $N_{P.A} = \frac{M_{kp} \cdot \omega}{\eta_I \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{III}}$,

тут M_{kp} - крутний момент на валах двох пневматичних балонів: $M_{kp} = 2 \cdot 148,2 = 296,4$ Нм; $\eta_I, \eta_{II}, \eta_{III}$ - відповідно коефіцієнти корисної дії окремих ланок кінематичного ланцюга: η_I - підшипників кочення, $\eta_I = 0,98 \cdot 0,98 = 0,96$; η_{II} - муфти, $\eta_{II} = 0,98$; η_{III} - ланцюгової передачі, $\eta_{III} = 0,92$ [4].

Тоді $N_{P.A} = 1599$ Вт $\approx 1,6$ кВт.

N_T - потужність на привод стрічкового транспортера визначається за формулою [3]:

$$N_T = K \cdot \delta \cdot L \cdot v + 37 \cdot \delta \cdot Q \cdot L + Q \cdot H, \quad (6)$$

тут K - коефіцієнт, який залежить від ширини стрічки, для $b = 600$ мм - $K = 4900$; δ - коефіцієнт пору роликів опор, для підшипників кочення $\delta = 0,07$; L - довжина транспортера, $L = 2$ м; v - швидкість руху стрічки, $v = 0,7$ м/с; Q - подача, рівна продуктивності різального апарата, $Q = W = 3,33$ кг/с; H - різниця висот кінцевих частин транспортера, $H = 0,7$ м.

Тоді $N_T = 499,8$ Вт $\approx 0,5$ кВт.

Звідси $N = 1,6 + 0,5 = 2,1$ кВт.

За [4] вибираємо двигун-редуктор МЦС-100 ГОСТ 20721-75 з такими характеристиками: частота обертання вихідного вала 45 об./хв, електродвигун 4А100Л6Р3 потужністю 2,2 кВт.

Висновок. На основі запропонованих параметрів картоплерізки можна провести необхідні інженерні розрахунки і спроектувати дану машину.

Література

1. Молоцкий М. О. Виращивание картофеля при малых нормах посадки. - К. Урожай, 1986.-240с.
2. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1984.-320 с.
3. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Под. ред. Клецкина М.И. - Т.1. М.: Машиностроение, 1963.
4. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. - Т. 1, 2, 3. М.: Машиностроение, 1982.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

Т.С. Ярошевич
Луцький державний технічний університет

ВІБРАЦІЙНІ КОНВЕЄРИ З БІГАРМОНІЙНИМ ЗАКОНОМ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ

У статті розглянуто вібраційний конвеєр з бігармонійним рухом робочого органу, що забезпечується дебалансними віброзбудниками, які самосинхронізуються.

Постановка проблеми. Найбільше розповсюдження вібраційні транспортно-технологічні машини отримали при переробці та збагаченні корисних копалин, у виробництві будівельних матеріалів, добрив і сільськогосподарської продукції. Для створення високоефективних і надійних вібраційних машин важливе значення має явище самосинхронізації механічних віброзбудників.

Вібраційні машини зі збудниками, що самосинхронізуються – конвеєри, грохоти, живильники, підйомники, дробарки та інші серійно випускаються та успішно працюють у багатьох країнах світу. На теперішній час зареєстровано більш, ніж 400 винаходів, що ґрунтуються на використанні ефекту самосинхронізації. Проте в сучасних конструкціях зарезонансних вібраційних транспортних машин отримали широке розповсюдження лише машини з двома дебалансними віброзбудниками [1, 2]. Такі вібраційні конвеєри є досить ефективними. Однак вони мають деякі недоліки, зокрема, не можуть транспортувати липкі вантажі й дуже погано транспортують дрібнодисперсні пилоподібні вантажі. Натомість у режимі бігармонійних коливань вдається запобігти налипанню та забезпечити процес транспортування будь-яких вантажів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Бігармонічні вібратори достатньо широко використовуються у вібраційних машинах, але в усіх відомих конструкціях самосинхронізація віброзбудників досягається за допомогою жорстких кінематичних зв'язків – використовуються збудники типу самобаланса [3-6]. В більшості існуючих робіт, присвячених проблемі динамічної синхронізації механічних віброзбудників, розглядається самосинхронізація незрівноважених роторів, які обертаються з однаковими кутовими швидкостями, тобто, так звана, проста самосинхронізація [1, 2, 6]. В роботах з кратної самосинхронізації (випадок, коли серед віброзбудників є такі, що обертаються з кратною

частотою) розглянуто лише задачі, в яких ротори збудників обертаються в одному напрямку [1, 2]. Конструкції вібраційних конвеєрів з бігармонічними коливаннями робочого органу, в яких віброзбудники синхронізуються за рахунок коливань тримкого тіла, на якому вони встановлені, тобто динамічно – невідомі.

Мета даної роботи – розробка конструкції вібраційного конвеєра для транспортування сипких матеріалів з бігармонічними коливаннями робочого органу, що збуджуються дебалансними віброзбудниками, які самосинхронізуються.

Результати дослідження. На основі проведених теоретичних досліджень встановлено можливість використання явища самосинхронізації дебалансних (моногармонічних) віброзбудників для збудження бігармонічних коливань. На рис. 1 представлені принципові схеми запропонованого вібраційного конвеєра, а також, для порівняння, існуючого конвеєра, у якому бігармонічний закон коливань реалізується збудниками, що синхронізуються за допомогою зубчастої передачі. Основними конструктивними елементами пропонованого конвеєра є рухомо встановлений робочий орган – труба (жолоб) 1. У розробленій конструкції передбачено три способи закріплення робочого органу: пружно підвішений (рис. 1) або спертий на гвинтових циліндричних пружинах 3; встановлений на спеціальних опорних роликах. На робочому органі кріпиться вібропривод 2, який є комбінацією двох пар не зв'язаних між собою дебалансних віброзбудників 4 (незрівноважених роторів). Кожний збудник за допомогою пелюсткових муфт приводиться в рух від індивідуального двигуна асинхронного типу. Електродвигуни встановлені на нерухомій рамі. При цьому два збудники обертаються з основною частотою, два – з подвійною. Віброзбудники однієї пари обертаються в різних напрямках. Основна частота обертання збудників 1500 хв^{-1} . Конструкція привода передбачає можливість заміни вантажів дебалансів і, відповідно, регулювання амплітуди коливань робочого органу. Розрахункова амплітуда коливань – від 1 до 5 мм. При цьому співвідношення між статичними моментами віброзбудників, що обертаються з подвійною та основною частотами, встановлюється, як правило, 1:4.

У конструкції також передбачено встановлення пристроїв для підсилення ефекту самосинхронізації [5, 6]. При цьому запропоновану удосконалену конструкцію пристрою [6], у якому пружина одним кінцем за допомогою підшипника кочення шарнірно прикріплюється до збудника, який обертається з основною частотою, а іншим – до тримкого тіла (рис. 2).

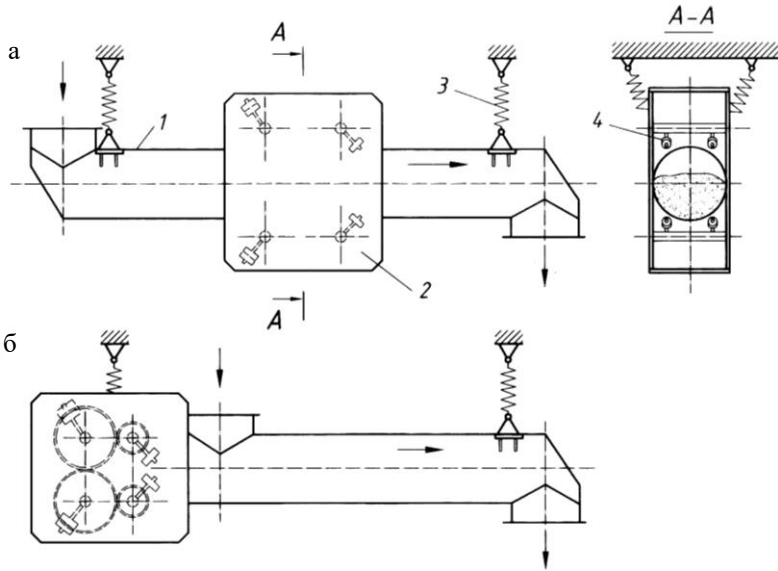


Рис. 1. Вібраційні конвеєри з бігармонічним законом руху, що забезпечується дебалансними збудниками, які: а – самосинхронізуються; б - зв'язані зубчатою передачею

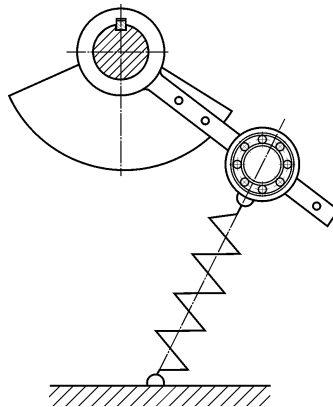


Рис. 2. Схема запропонованого пристрою для підсилення ефекту кратної самосинхронізації

Для порівняння технологічної ефективності запропонованої та існуючих конструкцій вібраційного конвеєра передбачена можливість роботи конвеєра в режимі гармонічних коливань. У цьому випадку будуть задіяними лише два віброзбудники, що розміщені за діагонально віброприводу. Тоді їх напрямлена збуджувальна сила діятиме під кутом до осі робочого органу 22° (25° , 35°).

Передбачається, що віброзбудники, які обертаються з основною частотою, будуть рухатись синфазно, а збудники з подвійною частотою обертання – синхронно, з кутом зсуву фаз, наближено рівним 90° по відношенню до них.

Якщо знехтувати опором у пружній підвісці і ввести деякі інші припущення, то для резонансних вібраційних конвеєрів амплітуду коливань робочого органу можна визначати за формулою $A = 2m_1 \varepsilon_1 / M$. Коливання робочого органу конвеєра відбуватиметься за законом

$$x = A_x \left[\cos((\omega t + \alpha_1) + \cos(\omega t + \alpha_2)) \right] + \\ + B_x \left[\cos(2\omega t + \alpha_3) + \cos(2\omega t + \alpha_4) \right],$$

де A_x, B_x – амплітуди основної та додаткової гармонік; m_1, ε_1 – маса та ексцентриситет віброзбудників, які обертаються з основною частотою; M – загальна маса коливної частини конвеєра з урахуванням приєднаної маси вантажу, що транспортується; α_i – кути зсуву фаз між віброзбудниками.

Завдяки встановленню в конструкції чотирьох не зв'язаних між собою віброзбудників, які самосинхронізуються, вдається розосередити збуджувальну силу по робочому органу значної довжини. Це дозволить зменшувати його жорсткість, масу, паразитні коливання, розвантажити підшипникові вузли віброзбудників. Таке конструктивне виконання привода полегшить пуск двигунів та перехід через резонансну область і, відповідно, дозволить зменшити сумарну потужність привода.

Висновки. Запропонований вібраційний конвеєр забезпечує розширення технологічних можливостей такого класу обладнання. Завдяки використанню явища самосинхронізації досягається спрощення конструкції, зменшення габаритів, коливних мас конвеєра та потужності двигунів вібропривода.

Література

1. Блехман И.И. Что может вибрация? (О «вибрационной механике» и вибрационной технике). – М.: Наука, 1988. – 208 с.
2. Нагаев Р.Ф. Гузев В.В. Самосинхронизация инерционных вибровозбудителей // Под ред. К.М.Рагульскиса. – Л.: Машиностроение, 1990. – 178 с.
3. Повидайло В. Вібраційні процеси та обладнання. Навч. посібник. – Львів: Видав. Нац. у-ту „Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
4. Румянцев С.А. Динамика переходных процессов и самосинхронизация движений вибрационных машин. – Екатеринбург: УрО РАН, 2003. – 134 с.
5. Потураев В.Н., Червоненко А.Г., Ободан Ю.Я. Динамика и прочность вибрационно-транспортно-технологических машин // Под ред. К.М.Рагульскиса. – Л.: Машиностроение, 1989. – 112 с.
6. Вибрационные процессы и машины. Вибрации в технике. Справочник. Т.4 /Ред. Э.Э. Лавендела – М.: Машиностроение. 1981. – 509 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

ЗМІСТ

1. С.Г. Білик, І.І. Чвартацький, П.М. Гнатьо. Удосконалення сівалки точного висіву насіння.....	3
2. В.В. Божидарнік, О.В. Максимович, Я.В. Максимович. Розрахунок зосереджених сил для підростання криволінійних тріщин у пластинках.....	8
3. І.І. Брошак. Стендове обладнання для дослідження розрізання конвеєрної стрічки на смуги.....	15
4. В.М. Булгаков, І.В. Головач. Теорія підйомних установок для виробництва гідропонної продукції.....	22
5. В.М. Булгаков, О.І. Литвинов. Дослідження стійкості руху механічних систем.....	34
6. Б.М. Гевко, С.Г. Білик, І.І. Чвартацький, А.В. Грабар. Нові типи апаратів точного висіву насіння.....	55
7. З.О. Гошко. Способи стимуляції насінневих матеріалів та особливості їх використання.....	62
8. М.О. Гошко, З.О. Гошко. Розмірні характеристики насаджень яблуні.....	69
9. М.Г. Грушецька. Сутність розрахунку розмірних ланцюгів ймовірним методом при проектуванні деталей сільськогосподарських машин.....	75
10. Л.М. Дацюк. Обґрунтування основних параметрів універсальної машини для збирання льону.....	78
11. В.Ф. Дідух, В.В. Грабовець, С.В. Дідух. Вплив сапропелю на родючість ґрунту.....	84
12. В.Ф. Дідух, О.П. Шимчук. Експериментальні дослідження процесу виділення води із сапропелю.....	90
13. М.С. Драган, М.М. Толстушко, С.Г. Білик. Дослідження криволінійного руху колісного трактора.....	94
14. І.М. Дударев. Усушка стебел та шару льоносолами.....	103
15. М.Б. Клендій, Р.Б. Гевко. Дослідження пошкодження насінневого матеріалу перевантажувальним патрубком гвинтового конвеєра....	109
16. Р.Д. Кузьмінський. Організаційно-технологічна сумісність процесів ремонту різномарочних об'єктів у спільному потоці.....	114
17. Р. А. Кушпель. Розроблення апарата для одночасного зрізування гички та очищення головок коренеплодів.....	125
18. В.І. Макаєв, П.В. Лук'яненко, Р.Н. Гілязетдінов. Механізація збирання зеленцевих посівів конопель.....	130
19. В.І. Макаєв. Результати робіт зі створення льонопідбирача-молотарки.....	137
20. В.М. Максимович, М.С. Драган, О.С. Приходько. Напружено-деформівний стан пластини з еліптичним пружно-пластичним включенням.....	144

21. В.В. Сацюк. До теорії визначення згладжуючої здатності змішувачів.....	151
22. Я.В. Семен, Р.І. Паславський. Розширення технологічних можливостей тросового струшувача за потокового методу збирання плодів.....	155
23. М.М. Толстушко, Д.М. Коновалюк, Р.М. Ковальчук, П.А. Пех. Дослідження повертання стебел стрічки на поверхні розстилального пристрою льонокомбайна.....	162
24. М.М. Толстушко. Обґрунтування параметрів підрівнювально-розстилального пристрою льонозбирального комбайна.....	169
25. Н.О. Толстушко. Аналіз роботи рулонного прес-підбирача стрічки льону.....	178
26. Г.А. Хайліс. Аналіз взаємодіяння пневматических колес сельськохозяйственных машин с почвой.....	185
27. Г.А. Хайліс, В.І. Волошин, М.М. Толстушко. Аналіз роботи розпушувача стеблової стрічки льону.....	202
28. Г.А. Хайліс, Л.М. Дацюк, С.Ф. Юхимчук. Визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин пасу навколо шківів і тертя в роликівій опорі.....	209
29. Г.А. Хайліс, В.Ф. Кузьменко, Н.Н. Толстушко. Аналіз движіння срезанных растений на поверхности диска ротационной косилки....	213
30. Г.А. Хайліс, В.С. Лукач, В.І. Василюк. Про компоновання ланок трьохвальцевого теркового апарата льономолотарки.....	229
31. Г.А. Хайліс, В.О. Шейченко, М.М. Толстушко. Дослідження брання стебел із ґрунту льонобралкою.....	235
32. <u>М.М.Хелемендик</u> , Л.В. Сичук, О.В. Голій. Ефект механічної вибірконості видалення сходів рослин.....	242
33. І.І. Чвартацький. Методика розрахунку важільного механізму черпакового апарату сівалки.....	252
34. І.І. Чвартацький. Синхронізація роботи механізмів сівалки однозернового висіву насіння.....	258
35. О.М. Черниш. Запас міцності при циклічному навантаженні вуглецевих сталей.....	263
36. М.С. Шведик. Агротехнічні передумови до стабілізації структурно-механічних властивостей ґрунту в період проростання насіння.....	268
37. В.О. Шейченко. Аналіз відхилення стебел при взаємодії з подільниками льонобральної машини.....	273
38. О.А. Шиприкевич. Концентрація напружень біля еліптичних отворів, підданих рівномірному гармонійному тиску.....	276
39. С.Ф. Юхимчук, М.М. Толстушко, Л.М. Дацюк. Обґрунтування параметрів вібровилчастого копача коренезбиральної машини.....	283
40. С.Ф. Юхимчук, С.М. Юхимчук, М.М. Толстушко. Обґрунтування параметрів картоплерізки.....	289
41. Т.С. Ярошевич. Вібраційні конвеєри з бігармонійним законом коливань робочого органу.....	296

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 посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 об’єму статті.
7. Структурні частини статті *обов’язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
8. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
9. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Значення кожного символу і числового коефіцієнта записують з нового рядка. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу з слова „де” без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші нумерувати не рекомендується. 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. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, крапка, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов’язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

ТАБЛИЦІ

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1. і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (-ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Акт експертизи про можливість відкритої публікації.
3. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть 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 14, 2006 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 31.10.2006 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