

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 22

Редакційно–видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2012

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 22. – Луцьк: Ред.– вид. відділ ЛНТУ, 2012. – 280 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 6 від 26.01.2012 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів збирання та первинної переробки льону, зернозбиральних машин, використання сапропелю, сушіння сільськогосподарських матеріалів. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи, которые освещают вопросы конструирования и использования сельскохозяйственной техники. Приведены исследования машин и процессов уборки и первичной переработки льна, зерноуборочных машин, использования сапропеля, 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. АІНУ В.В. Божидарнік; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк; д.т.н., проф. С.І. Пустульга; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.с.–г.н., проф. М.Й. Шевчук; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук; к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар); к.т.н., доц. М.М. Толстушко; к.т.н., доц. Р.В. Кірчук.

© Луцький національний технічний університет, 2011
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 621.317.33.543.257.5

© О.М. Бондар, Н.О. Перепич
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ ЕЛЕКТРОПРОВІДНОСТІ РІДИН КОНТАКТНИМ СПОСОБОМ

Показано, що при стрибках струмів у струмопроводах збурюючий сигнал приймає їхня поверхня. Поверхневий струм при цьому теоретично прямує до безмежності на безмежно малому інтервалі, а практично до скінченного значення на скінченному інтервалі, зумовлених скінченим значенням кроків просторово-часової дискретизації.

ЕЛЕКТРОПРОВІДНІСТЬ РІДИН, ЗНАКОЗМІННИЙ СТРУМ, КОНТАКТНИЙ МЕТОД, ВИМІРЮВАЛЬНА ЧАРУНКА, ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ.

Постановка проблеми. Електропровідність рідин (рідких мінеральних та органічних добрив, розчинів електролітів тощо) використовується як міра їх концентрації і тому теорія комутаційних режимів вимірювальних електродів (струмопроводів) набуває тепер широкого практичного застосування.

На межі розділу фаз електрод–рідина виникає контактна напруга поляризації, яка обумовлена стрибком потенціалів і має полярність, протилежну до полярності прикладеної напруги. При цьому молекули ніби утворюють подвійний шар, властивості якого, відрізняються від властивостей молекул, поляризованих удалині від поверхні розділу фаз; тому критерієм можливості застосування вимірювальної чарунки певної конструкції в тому чи іншому експерименті може бути такий, який враховує вплив стрибка потенціалів на результати вимірювань.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При вимірюванні електропровідності рідин в основному використовують контактні методи змінного струму, за допомогою яких визначають активну провідність вимірювальної чарунки.

В роботі [1] проведено аналіз цих методів і доведено, що вони не можуть забезпечити високу точність результатів вимірювання, так як активна складова провідності завдяки впливу ємностей подвійних електричних шарів у приелектродних зонах і міжелектродної ємності чарунки не рівна омичній провідності рідини, що знаходиться у вимірювальній чарунці.

З метою підвищення точності вимірювання у праці [2] запропоновано контактний метод вимірювання електропровідності, оригінальність якого полягає в тому, що для зменшення впливу паразитних ємностей вимірювальної чарунки, через неї пропускають перетворений з постійного знакозмінний струм, а вимірювання проводять в колі постійного джерела напруги.

В роботі [3] досліджено вплив стрибка потенціалів на межі розділу фаз на результати вимірювання електропровідності досліджуваної рідини та визначено величину і напрямок цього стрибка.

У праці [4] розглянуто схему температурної компенсації похибки вимірювання електропровідності, яка виникає через значну температурну залежність провідності рідини у вимірювальній чарунці.

Метою роботи є аналіз перехідних процесів, які відбуваються у вимірювальній чарунці в комутаційних режимах, і дослідження електромагнітних поверхневих ефектів у провідному середовищі чарунки.

Результати досліджень. Суть проблеми розкривається нижче, заодно і як її обійти в практичних розрахунках.

На поверхні струмопроводу є нитка, яка ділить магнітний потік на внутрішній та зовнішній. Вздовж цієї нитки утворимо два уявних замкнених контури. Хай один із них пролягає у тілі струмопроводу, а другий поза ним. У будь-якому режимі повинна зберігатись неперервність у часі потоків як зовнішнього, так і внутрішнього контурів [2]. Неперервність потоку зовнішнього контура гарантується дотриманням закону комутації у колі, що часто приводить до стрибкоподібної зміни струму струмопроводу. В основу розв'язання беремо граничну ідеалізацію, як і в основу законів комутації – розривність функції струм в момент $t = 0$.

Розглянемо найпростіший випадок плоскої електромагнітної хвилі, що виникає в довгому круглому струмопроводі радіусом R . У такому разі рівняння квазістационарного електромагнітного поля у циліндричних координатах набувають вигляду:

$$\frac{\partial H}{\partial r} + \frac{H}{r} = \gamma E; \quad (1)$$

$$\frac{\partial E}{\partial r} = \mu \frac{\partial H}{\partial t}, \quad (2)$$

де H – кутовий компонент вектора напруженості магнітного поля; E – аксіальний компонент вектора напруженості електричного поля; γ – електропровідність; μ – магнітна проникність; r – радіальна координата.

Диференціюючи по r рівність (1) і підставляючи в одержаний результат вираз (2), одержуємо розрахункове диференціальне рівняння:

$$\frac{\partial^2 H}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial H}{\partial r} - \frac{H}{r^2} = \gamma \mu \frac{\partial H}{\partial t}. \quad (3)$$

Область інтегрування (3) $0 \leq r \leq R^-$. Верхній індекс « $-$ » указує на те, що до поверхні провідника ми підходимо зсередини. Якщо ж ми до неї підходитимемо ззовні, то скористаємось верхнім індексом « $+$ » – R^+ . Таке розмежування нам конче потрібне, бо поверхні провідника в нашому викладі належить особлива роль. Саме вона розмежовує магнітний потік струмопроводу на зовнішній і внутрішній.

Початкові умови функції $H(r, t)$ вважатимемо відомими з попереднього розрахунку, або прийматимемо нульовими:

$$\dot{I}(r, t) \Big|_{t=0} = f(r). \quad (4)$$

Крайові умови визначаються законом Ампера:

$$\dot{I}(0, t) = 0; \quad \dot{I}(R^-, t) = \frac{i(t)}{2\pi R}. \quad (5)$$

Вирази (1), (3)–(5) становлять крайову задачу для диференціальних рівнянь електромагнітного поля в тілі струмопроводу.

У нашому конкретному випадку поверхнева нитка, що ділить магнітний потік на зовнішній і внутрішній, знаходиться на поверхні струмопроводу ($r = R$). Стрибкоподібна зміна струму струмопроводу зумовлює згідно з (5) стрибкоподібну зміну граничних умов на поверхні струмопроводу, що негайно вступає в протиріччя з законом збереження неперервності потоку контура, який пролягає в тілі струмопроводу.

Виходячи з (3) напруженість магнітного поля в зоні інтегрування $0 \leq r \leq R^-$ функція неперервна:

$$\dot{I}(r, -0) = H(r, +0). \quad (6)$$

Неперервність у часі функції $\dot{I}(r, t)$ згідно з (1) забезпечує неперервність функції $\dot{A}(r, t)$, а заодно і густину струму $\delta = \gamma \dot{A}$:

$$\dot{A}(r, -0) = \dot{A}(r, +0). \quad (7)$$

Хай у момент часу $t = 0$ відбувся стрибок на величину $\Delta i = i(+0) - i(-0)$. Це відповідно до (5) зумовлює стрибок на границі напруженості магнітного поля на величину

$$\Delta H = \frac{\Delta i}{2\pi R}, \quad (8)$$

що не суперечить (3), оскільки це рівняння визначене лише при $t > 0$.

Рівняння (1) при $r = R$ внаслідок розривності функції H втрачає зміст і величина E стає невизначеною.

Запишемо вирази струму до і після комутації:

$$i(-0) = 2\pi\gamma \left(\int_0^{R^-} E(r, -0) r dr + \int_{R^+}^{R^+} E(r, -0) r dr \right);$$

$$i(+0) = 2\pi\gamma \left(\int_0^{R^-} E(r, +0) r dr + \int_{R^-}^{R^+} E(r, +0) r dr \right). \quad (9)$$

Віднімаючи перший з цих виразів від другого і беручи до уваги (7), отримуємо:

$$\gamma \int_{R^-}^{R^+} \Delta E(r, 0) r dr = \frac{\Delta i}{2\pi}. \quad (10)$$

Інтеграл (10) набуває скінченного значення лише у випадку $\Delta E(r, 0) \rightarrow \infty$.

Таким чином, першою на збурюючий сигнал реагує поверхня струмопроводу, оскільки, збурюючи хвиля має скінченну швидкість розповсюдження і не може проникнути в середину тіла струмопроводу. Завдяки чому забезпечується неперервність просторового розподілу поля за часом всередині струмопроводу. При цьому поверхнева густина струму прямує до безмежності, щоб поверхневий струм міг компенсувати стрибок струму Δ^3 . Ці міркування залишаються вірними при граничній ідеалізації, яка покладена в основу узагальнених законів комутації теоретичної електротехніки.

На рис. 1–2 показано результати комп'ютерної симуляції комутаційного режиму електроліту (50% розчину HNO_3), що заповнює циліндричну вимірну чарунку з внутрішнім радіусом $R_1 = 0,1 \text{ м}$, зовнішнім радіусом $R_2 = 0,2 \text{ м}$ і висотою $h = 0,25 \text{ м}$, при живленні від ідеального джерела струму прямокутних імпульсів $\pm 100(\text{А})$. Розв'язувалася більш складна від розглядуваної задача – двовимірною просторова в координатах r, z : $R_1 \leq r \leq R_2$; $0 \leq z \leq h$.

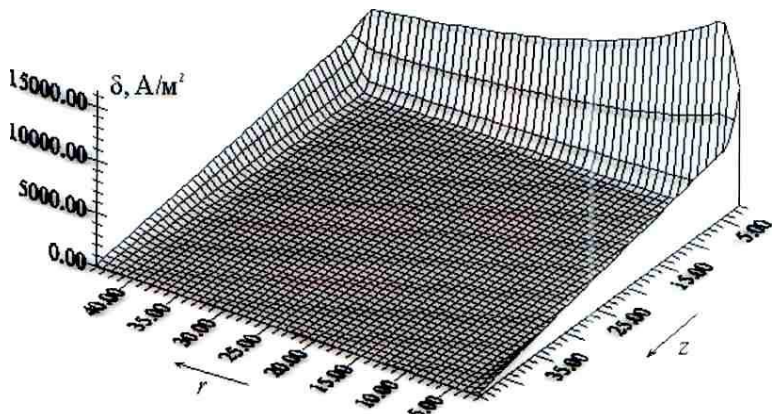


Рис. 1. Розрахунковий просторовий розподіл модуля вектора густини струму між циліндричними електродами чарунки на початку перехідного процесу

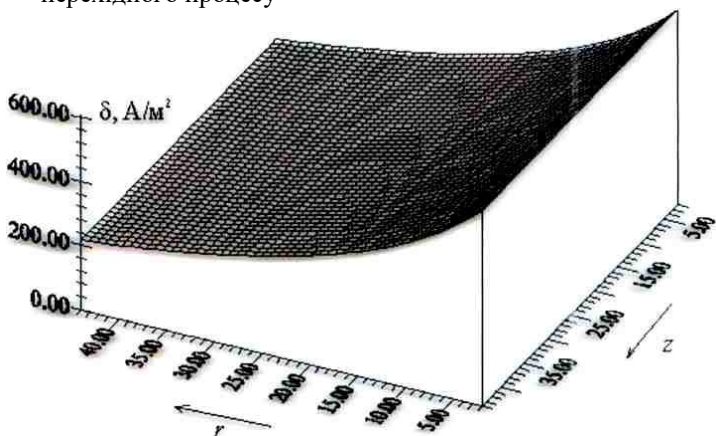


Рис. 2. Розрахунковий усталений просторовий розподіл модуля вектора густини струму між циліндричними електродами чарунки

Не пройшовши комутаційного режиму з надзвичайно малим кроком на малому інтервалі часу, ми не зможемо розрахувати подальший процес у співмірних значеннях часових кроків, бо незгаслі компоненти діятимуть на нього у вигляді завад.

Висновки:

1. Перехідні процеси, які відбуваються у вимірювальній чарунці в комутаційних режимах, дуже швидкоплинні.

2. В умовах квазістаціонарного розв'язання поставленої задачі чітко прослідковуються електромагнітні поверхневі ефекти в провідному середовищі чарунки, які приводять до значних стрибків поверхневих струмів.

3. Для більш повного врахування фізичних процесів, що протікають в чарунці, необхідно використовувати систему диференціальних рівнянь Максвелла з врахуванням струмів зміщень.

4. В усталеному процесі розрахункові значення електропровідності рідини у вимірювальній чарунці збігаються з табличними даними з точністю в межах 1%, що підтверджує достатню адекватність запропонованої моделі.

Література

1. Бондар О.М. Визначення електропровідності рідин контактними способами. – Технічні вісті, 1998/1(6), 2(7). – С. 67–68.

2. Бондар О.М., Перепич Н.О. Аналіз математичної моделі комутаційного режиму струмопроводу. // Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції: Підвищення рівня ефективності енергоспоживання в енергетичних пристроях і системах (Луцьк – Шацькі озера, 28–30 червня 2010). – 2010. – С. 16–18.

3. Бондар О.М., Перепич Н.О. Вплив стрибка потенціалів на межі розподілу фаз на електропровідність досліджуваного середовища. Тези XXIV науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу «Актуальні проблеми та перспективи науки і виробництва» (технічний напрямок). Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2009. С. 322–324.

4. Бондар О.М., Перепич Н.О. Аналіз схеми компенсації температурної похибки при вимірюванні електропровідності рідких середовищ. // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених та студентів: Фізика і хімія твердого тіла. Стан, досягнення і перспективи. 20–21 жовтня 2010 року – Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2010. – С. 179–184.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.355.2

© О.В. Бондаренко, к.т.н.

Миколаївський державний аграрний університет

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ВИКОРИСТАННЯ ПАСИВНОГО РЕЗЕРВУВАННЯ В ДОСЛІДЖЕННЯХ НАДІЙНОСТІ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Наведено результати теоретичних досліджень для комплексної оцінки загального стану і тенденцій змін надійної роботи кукурудзозбиральних машин. Побудована стохастична модель станів і переходів підсистем при пасивному резервуванні.

ПАСИВНЕ РЕЗЕРВУВАННЯ, ГРАФ СТАНІВ, ІНТЕНСИВНІСТЬ ВІДМОВ, ІНТЕНСИВНІСТЬ ВІДНОВЛЕНЬ

Постановка проблеми. На теперішній час парк кукурудзозбиральної техніки в сільськогосподарських підприємствах країни складається в основному з причіпних комбайнів ККП–3, самохідних КСКУ–6 та приставок ППК–4, КМД–6 (на 85 %), які вже морально і фізично застаріли. На сьогоднішній день темпи спрацьованості існуючого парку кукурудзозбиральної техніки на порядок перевищують темпи її оновлення. Внаслідок цього значно збільшується сезонне навантаження на збиральну техніку в 5–7 разів, розтягуються строки їх експлуатації, що приводить у свою чергу до зростання тривалості збирання та приносить щорічні втрати врожаю до 650–800 тис. Парк кукурудзозбиральних комбайнів за останні роки катастрофічно скоротився до критичної межі в 2,6 тис. штук [6, 7].

В аграрному секторі економіки України інтенсивними темпами відбувається процес деіндустріалізації виробництва, погіршується забезпеченість сільськогосподарських підприємств новою сучасною технікою, запасними частинами, паливо–мастильними матеріалами. Особливо важливо це при великому рівні зношеності машин. На теперішній час біля 85–95 % кукурудзозбиральних комбайнів відпрацювали свій ресурс і підтримуються в роботоздатному стані в період збирання тільки за рахунок ремонтних робіт [2].

Якщо проаналізувати, в якому стані знаходиться зараз в Україні сільськогосподарське машинобудування, особливо це питання стосується збиральної техніки, її відповідність міжнародним вимогам якості, стандартизації і сертифікації, то можна побачити, що якість будь–якої машини або комбайна є ще дуже низькою. Як і в недалекому

минулому так і зараз надійність та довговічність сучасних сільськогосподарських машин значно поступається світовим стандартам.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Надійність збиральної машини в значній мірі залежить від технологічного процесу, закладеного в основу її розробки [3]. Прийняті в нашій країні технологічні схеми збирання кукурудзи ґрунтовані на концентрації великої кількості операцій, викликаних необхідністю одночасного збору в процесі збирання двох видів продуктів (качанів і листостеблової маси). Тому вітчизняні кукуруддозбиральні машини мають велику кількість механізмів, що підвищує ймовірність технічних відмов. Ці особливості обмежують можливість різкого підвищення продуктивності при збиранні кукурудзи.

Вирішуючи завдання підвищення надійності кукуруддозбиральних машин, часто розглядають його надійність в цілому, що ускладнює відшукування прихованих резервів в окремих його механізмах. Для забезпечення необхідного рівня надійності всієї збиральної машини необхідне використання додаткових заходів у вигляді застосування необхідних технічних та організаційних робіт, ґрунтуючись на відповідних дослідженнях. Пошук технічних рішень, направлених на підвищення якісних показників роботи кукуруддозбиральних машин та збільшення продуктивності в цілому, передбачає встановлення ряду додаткових робочих органів і пристроїв, що інтенсифікують проходження технологічного процесу. При цьому внесені доповнення в конструкції безумовно ускладнюють їх. На привід додаткових елементів витрачається частина потужностей, що збільшує енергоємність процесу, однак і продуктивність збиральних машин дещо збільшується. При цьому принципових успіхів на рівні досягнення компромісу між встановленням додаткових елементів, збільшенням енерговитрат і ускладненням конструкції, що знижує її надійність очікувати не доводиться [4]. За 20 років незалежності України не прийнято на виробництво жодного зразка кукуруддозбирального комбайна або приставки, повністю відсутні, будь-які фундаментальні дослідження пов'язані з проблемою надійності даного виду техніки, майже зовсім відсутні нові оригінальні технічні рішення, які стосуються напрямку, що аналізується.

Деяким проблемам визначення функції готовності підсистем зернозбиральної техніки в умовах старіння та розвитку бази технічного обслуговування присвячено дослідження [1], де побудований відповідний граф і стохастична математична модель станів та переходів для систем “машина–технічне обслуговування”. Але в

даному дослідженні зовсім не приділено уваги ненавантаженому (холодному) резервуванню з метою забезпечення необхідного рівня надійності існуючого сучасного парку збиральних машин.

Метою роботи є проведення теоретичних досліджень, які присвячені комплексній оцінці загального стану і тенденціям змін, направлених на забезпечення надійної роботи кукурудоззбиральної техніки.

Результати досліджень. На сьогоднішній день в світовій практиці пасивне (холодне) резервування знаходить все більше поширення в забезпеченні необхідного рівня надійності сучасної сільськогосподарської техніки. Воно включає в себе необхідну номенклатуру і кількість деталей в запасні частини, ресурс яких менший за загальний ресурс машин. До цього виду резервування можна також віднести різні види регулювань, що передбачуються в конструкціях машин і обумовлюються внаслідок зношування деталей, вібрації, припрацювань, переточування тощо.

Таким чином, необхідність пасивного резервування продиктована природнім процесом експлуатації і втратою їх роботоздатності внаслідок виправлення тих чи інших видів пошкоджень. Однак відновлення роботоздатності машин залежить не тільки від конструктивно передбаченої їх ремонтпридатності і наявності запасних елементів, а також від технічного оснащення, використання передових методів діагностування, кваліфікації персоналу, бази ремонту і технічного обслуговування. Таким чином підтримка машин у роботоздатному стані є комплексне завдання, вирішення якого залежить не тільки від конструкцій машин, але також і від стану сфери ремонту і технічного обслуговування. У представленому зв'язку техніки і сфери її обслуговування може розглядатися як єдина система, функціонування якої є потрібного умовою досягнення необхідного рівня роботоздатності кукурудоззбиральної техніки.

У реальній експлуатації машини завжди старіють фізично – це обумовлено процесами зношування, втомленості, корозії, забивання тощо. Проходження цих процесів неминуче приводить до зниження рівня роботоздатності, який може бути охарактеризований величиною інтенсивностей відмов. В той же час ремонтно–обслуговуюча база технічного сервісу машин може знаходитись в різних можливих станах від зменшення потенціалу і можливостей (старіння) до розвитку обумовленого впровадженням новітніх технологій і методик технічного обслуговування і ремонту.

Для комплексної оцінки стану і тенденцій змін в загальному рівні забезпечення надійної роботи машин, особливо сезонного призначення, необхідно розглянути цілісну систему "машина – технічне обслуговування" в динаміці зміни їх характеристик. Однією з поширених ситуацій еволюції розвитку представленої системи можуть бути події, коли при загальному природному старінні техніки ремонтна обслуговуюча база залишається на певному досягнутому рівні свого стану. Тоді в умовах наявності пасивних резервувань окремих вузлів і деталей граф станів і переходів такої системи може бути представленим наступною побудовою (рис. 1).

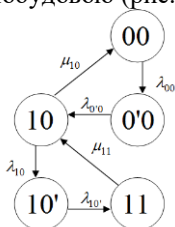


Рис. 1. Граф станів і переходів системи при пасивному резервуванні, старіючій техніці і незмінному рівні сфери технічного обслуговування

Дана система починає працювати з роботоздатного стану "00", поки основний елемент, який включений в роботу та додатковий (резервний) є справними. В процесі експлуатації навантажений включений елемент може відмовити і тоді елемент переходить в стан "10". Він характеризується тим, що перший (основний) елемент відмовив, а другий (резервний) справний і вся система залишається роботоздатною. Однак такий перехід можливий через проміжний стан "0'0", який штучно вводиться в опис системи, як фіктивний для спрощення вирішення завдання математичної формалізації роботи системи, коли інтенсивності її переходів із стану в стан є величинами змінними [3].

Із стану "10", коли система може працювати тільки на резервному елементі вона перейде в стан повної відмови "11", через другий проміжний стан "10'". В результаті дій по відновленню елементів системи з нероботоздатного стану "11" переходить в роботоздатний "10" при відновленні одного з елементів, або в повністю роботоздатний початковий "00" при відновленні обох елементів (основного і резервного).

На представленому графі стрілками показані можливі переходи, які відбуваються з інтенсивностями λ_i і μ_i . Причому λ_i –

характеристики є інтенсивностями відмов, а μ_i – характеристики інтенсивностями відновлень.

Таким чином система при пасивному резервуванні має два роботоздатних стани "00" і "10" і один нероботоздатний "11", що характеризує її відмову.

Поведінка системи, яка досліджується, може бути описана аналітично за допомогою відповідної системи диференційних рівнянь. Невідомими в цих рівняннях є ймовірності знаходження системи в тому чи іншому стані, а переходи із стану в стан відбуваються під дією потоків подій зв'язаних з відмовами і відновленнями елементів. Особливістю даного опису є те, що інтенсивності втрати роботоздатності не є величинами постійними. Вони змінюються в часі або від наробітку внаслідок старіння технічної підсистеми. Саме тому для вирішення поставленого завдання вводиться два проміжних фіктивних стани, які дають можливість розглядати потоки подій як проміжні і застосовують для складання і вирішення рівнянь відповідний математичний апарат.

Система рівнянь динамічного балансу ймовірностей (рівнянь Колмогорова), що відповідає системі з пасивним ненавантаженим резервуванням і графу станів та переходів, представленою на рис. 1 записується наступним чином:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_{00}(t) = -\lambda_{0'0} P_{00}(t) + \mu_{10'} P_{10}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{0'0}(t) = +\lambda_{0'0} P_{00}(t) + \mu_{10'} P_{0'0}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{10}(t) = +\lambda_{0'0} P_{0'0}(t) + \mu_{11'} P_{11}(t) - \mu_{10'} P_{10}(t) - \lambda_{1'0} P_{10}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{10'}(t) = -\lambda_{1'0} P_{10}(t) - \lambda_{1'0'} P_{10'}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{11}(t) = -\lambda_{1'0'} P_{10'}(t) + \mu_{11'} P_{11}(t). \end{cases} \quad (1)$$

Нормованою умовою до представленої системи є рівність:

$$P_{00}(t) + P_{0'0}(t) + P_{10}(t) + P_{10'}(t) + P_{11}(t) = 1. \quad (2)$$

Правомірно допустити, що система починає свою роботу з роботоздатного стану, коли всі елементи справні. Тоді за початкову умову можна прийняти наступні рівності ймовірності станів:

$$P_{00}(t) = 1; P_{0'0}(t) = 0; P_{10}(t) = 0; P_{10'}(t) = 0; P_{11}(t) = 0. \quad (3)$$

Для спрощення подальшого вирішення системи диференційних рівнянь представимо її у перетвореннях Лапласа:

$$\begin{cases} S\varphi_{00}(S) = -\lambda_{00}\varphi_{00}(S) + \mu_{10}\varphi_{10}(S) + 1; \\ S\varphi_{0'0}(S) = \lambda_{00}\varphi_{00}(S) + \lambda_{0'0}\varphi_{0'0}(S); \\ S\varphi_{10}(S) = \lambda_{0'0}\varphi_{0'0}(S) + \mu_{11}\varphi_{11}(S) - \mu_{10}\varphi_{10}(S) - \lambda_{10}\varphi_{10}(S); \\ S\varphi_{10'}(S) = \lambda_{10}\varphi_{10}(S) + \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S); \\ S\varphi_{11}(S) = \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S) + \mu_{11}\varphi_{11}(S). \end{cases} \quad (4)$$

Нормуюча умова (2) в перетвореннях Лапласа представляється виразом:

$$\varphi_{00}(S) + \varphi_{0'0}(S) + \varphi_{10}(S) + \varphi_{10'}(S) + \varphi_{11}(S) = \frac{1}{S} \quad (5)$$

або

$$S\varphi_{00}(S) + S\varphi_{0'0}(S) + S\varphi_{10}(S) + S\varphi_{10'}(S) + S\varphi_{11}(S) = 1. \quad (6)$$

Введемо в третє рівняння системи (4) замість $S\varphi_{10'}(S)$ його значення з нормованої умови (6). Тоді система рівнянь перетвориться до наступного вигляду:

$$\begin{cases} S\varphi_{00}(S) = -\lambda_{00}\varphi_{00}(S) + \mu_{10}\varphi_{10}(S) + 1; \\ S\varphi_{0'0}(S) = \lambda_{00}\varphi_{00}(S) + \lambda_{0'0}\varphi_{0'0}(S); \\ S\varphi_{10}(S) = 1 - S\varphi_{00}(S) - S\varphi_{0'0}(S) - S\varphi_{10'}(S) - S\varphi_{11}(S); \\ S\varphi_{10'}(S) = \lambda_{10}\varphi_{10}(S) + \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S); \\ S\varphi_{11}(S) = \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S) + \mu_{11}\varphi_{11}(S). \end{cases}$$

Внаслідок групування членів і перетворень система рівнянь набуває вигляду:

$$\begin{cases} (S + \lambda_{00})\varphi_{00}(S) - \mu_{10}\varphi_{10}(S) = 1; \\ (S + \lambda_{0'0})\varphi_{0'0}(S) - \lambda_{00}\varphi_{00}(S) = 0; \\ S\varphi_{10}(S) + S\varphi_{00}(S) + S\varphi_{0'0}(S) + S\varphi_{10'}(S) + S\varphi_{11}(S) = 1; \\ (S + \lambda_{10'})\varphi_{10'}(S) - \lambda_{10}\varphi_{10}(S) = 0; \\ (S + \mu_{11})\varphi_{11}(S) - \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Завданням даного дослідження є встановлення невідомих, якими є ймовірності характеристик станів системи. Через їх визначення відкривається можливість виявлення основних показників надійності і зміни їх в процесі експлуатації технічних систем, якими є кукурудзозбиральні комбайни.

Згідно правила Крамера ймовірності станів для систем, що розглядаються, можуть бути визначені як відношення:

$$\varphi(S)_i = \frac{\Delta_i}{\Delta}, \quad (8)$$

де Δ_i – визначник (детермінант) системи рівнянь (7) для її невідомої; Δ – визначник системи рівнянь (7).

Таким чином на початку дослідження доцільно встановити знаменник виразу (8).

Розширив визначником отриманої системи рівнянь (7) є:

$$\Delta = \begin{vmatrix} S + \lambda_{00} & 0 & -\mu_{10} & 0 & 0 \\ -\lambda_{00} & S + \lambda_{0'0} & 0 & 0 & 0 \\ S & S & S & S & S \\ 0 & 0 & -\lambda_{10} & S + \lambda_{00'} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda_{10'} & S + \mu_{11} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (9)$$

Після перетворень та переходу до третього рангу скорочено можна записати:

$$\begin{aligned} \Delta^{(1)} &= (S + \lambda_{00'}) \Delta^{(1,1)}, \\ \Delta^{(3)} &= -\lambda_{00} \Delta^{(3,1)} - (S + \lambda_{0'0}) \Delta^{(3,2)}. \end{aligned}$$

Отримані матриці третього рангу $\Delta^{(1,1)}$ і $\Delta^{(3,2)}$ допускають вирішення згідно правила Саррюса:

$$\begin{aligned} \Delta^{(1,1)} &= \begin{vmatrix} S & S & S \\ -\lambda_{10} & S + \lambda_{10'} & 0 \\ 0 & -\lambda_{10'} & S + \mu_{11} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} S & S \\ -\lambda_{10} & S + \lambda_{10'} \\ 0 & -\lambda_{10'} \end{vmatrix} = S(S + \lambda_{10'}) (S + \mu_{11}) + \\ &+ S(-\lambda_{10})(-\lambda_{10'}) - (S + \mu_{11})(-\lambda_{10})S = S(S + \lambda_{10'})(S + \mu_{11}) + S\lambda_{10}\lambda_{10'} + (S + \mu_{11})\lambda_{10}S. \end{aligned}$$

Таким чином усі компоненти, що задають матрицю Δ визначені. Підставляючи складові та виконуючи перетворення, скорочено можна записати:

$$\Delta = aS^5 + bS^4 + cS^3 + dS^2 + eS. \quad (10)$$

Подальші зворотні перетворення Лапласа передбачають розкладення багаточлена (10) на множники. Для виконання цієї операції переписемо (10) у вигляді рівняння п'ятого ступеня:

$$\begin{aligned} aS^5 + bS^4 + cS^3 + dS^2 + eS &= 0, \\ S(aS^4 + bS^3 + cS^2 + dS + e) &= 0. \end{aligned} \quad (10^a)$$

Отримане рівняння розпадається на два. Корінь перший з них дорівнює $S_1 = 0$. Для знаходження інших коренів необхідно вирішити рівняння четвертого ступеня:

$$aS^4 + bS^3 + cS^2 + dS + e = 0 \quad (11)$$

Воно допускає аналітичне розв'язання відносно невідомої S . Згідно (11) корені співпадають з коренями 2^8 квадратних рівнянь виду:

$$S^2 + (b + A) \frac{S}{2} + \left(y + \frac{by - d}{A} \right) = 0, \quad (12)$$

де $A = \pm \sqrt{8y + b^2 - 4c}$; y –любий дійсний корінь додаткового кубічного рівняння.

$$8y^3 - 4cy^2 + (2bd - 8e)y + e(4c - b^2) - d^2 = 0. \quad (13)$$

Вирішуючи дане рівняння, після перетворень, отримаємо:

$$\Delta = (S - S_1)(S - S_2)(S - S_3)(S - S_4)(S - S_5).$$

Аналізуючи отриманий результат, виходячи з зворотних підстановок $\alpha, \beta \rightarrow a, b, c, z, d, e \rightarrow \mu_{ij}\lambda_{ij}$, можна стверджувати, що значення коренів визначають величини інтенсивності відмов і відновлень (λ, μ). При цьому коефіцієнт (b) вміщує λ і μ в першому ступені, (c) – в другому, а (d) – в третьому. Тобто порядок значення коефіцієнтів у рішеннях рівнянь S_i слід вважати близьким до порядку величин λ, μ – характеристик. Це важливий результат для визначення можливостей спрощення виразів без суттєвої втрати точності отриманих результатів в практиці аналізу надійності розглядуваних пасивно резервуючих систем.

Однак слід зауважити, що крім роботоздатного стану "00" в системі, що розглядається з пасивним ненавантаженим резервуванням є ще один роботоздатний стан "10". Він відповідає ситуації, коли перший робочий елемент системи відмовив, а другий вступив замість нього в роботу і в цілому система продовжує експлуатуватися. Це потребує відповідних врахувань при визначенні загальних комплексних показників надійності. Тому для їх визначення необхідно розглянути і другий роботоздатний стан "10" системи.

Враховуючи, що роботоздатними станами є два стани системи, яка розглядається "00" і "10", які і визначають готовність її до роботи, в загальному функція готовності дорівнює сумі ймовірностей знаходження системи в цих станах. Тоді можна записати:

$$K_A(t) = P_{00}(t) + P_{10}(t). \quad (14)$$

На підставі (14) функція готовності $K_{\Gamma}(t)$ представляється сумою

$$K_{\Gamma}(t) = \exp(-S_4 t) \left(D_{00} + D_{10} + \exp(-S_5 t) (E_{00} + E_{10}) - \frac{1}{S_4 S_5} \left[L - \frac{2}{3} (\lambda_{00'} \lambda_{10'} + \lambda_{00} \mu_{11} + \lambda_{00'} \lambda_{10'}) \right] \right) \quad (15)$$

Таким чином отримана функція готовності пасивно резервованих систем в умовах старіння механічних систем кукурудозбиральних машин. Фізично вона відображує динаміку зміни ймовірності безвідмовної роботи системи при поступовому накопиченні пошкоджень.

Висновок. В результаті проведених теоретичних досліджень отримана функція готовності систем з ненавантаженим пасивним резервуванням в умовах старіння механічних систем кукурудозбиральних машин, що в свою чергу дає можливість оцінити з позиції надійності складну ситуацію, яка склалася останнім часом під час експлуатації кукурудозбиральної техніки, а також вирішити важливе першочергове завдання з прогнозування надійної, безвідмовної роботи старіючої техніки під час проведення збиральних робіт.

Література

1. Бойко А.І. Дослідження функції готовності механічних систем при накопичуванні пошкоджень / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Збірник наукових праць ДНУ. – Дніпропетровськ : Наука і освіта, 2010. — Вип.14. — С. 72–78.
2. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. — 2003. — № 7. — С.4—7.
3. Ушаков И.А. Курс теории надежности систем / И.А. Ушаков. — М.: Дрофа, 2008. — 239 с.
4. Некипоренко В.И. Структурный анализ систем (эффективность и надежность) / В.И. Некипоренко. — М. : Советское радио, 1977. — 214 с.
5. Войтюк В. Вплив строків експлуатації на модель зміни працездатності зернозбиральних комбайнів / В. Войтюк, А. Демко, С. Демко // Техніка АПК. — 2005. — № 8. — С. 14—18.
6. Статистичний щорічник України за 2010 рік. Державний комітет статистики України / За ред. О.Г. Осауленка. — К.: Видавництво «Консультант», 2011. — 585 с.
7. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. — 2008. — № 7. — С. 36—41.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 630.*36(100)

© М.М. Борис, к.т.н., Ю.О. Громяк, к.с.–г.н.; М.І. Герис, к.т.н.
Національний лісотехнічний університет України

СТАН ЛІСОЗАГОТІВЛІ ТА ПЕРСПЕКТИВИ СТВОРЕННЯ ВІТЧИЗНЯНИХ БАГАТООПЕРАЦІЙНИХ ЛІСОВИХ МАШИН

Подано висліди аналізу технічного забезпечення лісозаготівлі в Україні та технічних характеристик харвестерів. Установлено взаємозв'язок їх параметрів і окреслено перспективи створення вітчизняних аналогів.

ЛІСОЗАГОТІВЛЯ, ЛІСОТРАНСПОРТНІ МАШИНИ, ТИПАЖ, ГОЛОВНІ ПАРАМЕТРИ, ХАРВЕСТЕР.

Постановка проблеми. Лісозаготівельне виробництво у розвинутих країнах світу базується на використанні сучасних багатопераційних машин, особливістю яких є висока продуктивність, екологічність, надійність і безпечність в роботі. Їх застосування вимагає впровадження нових технологій розроблення лісосік, в тому числі й у важкодоступних лісових масивах.

Аналіз наявного парку машин лісових підприємств України засвідчив потребу радикального його оновлення, оскільки на лісозаготівлі переважно застосовуються застарілі машини, механізми та обладнання, технічні можливості яких не дозволяють забезпечити виконання запланованих обсягів робіт, а культура їх виконання є низькою. На лісозаготівельних роботах використовуються колісні трактори загального або сільськогосподарського призначення і машини на їх базі, які не пристосовані до умов роботи в лісі та часто завдають значних пошкоджень лісовому середовищу. На сьогодні близько 80% машин і механізмів, які використовувалися і продовжують використовуватися у лісовому господарстві, були виготовлені в Росії та інших країнах СНД і відпрацювали свій ресурс. За останні роки парк машин розширювався переважно за рахунок закупівлі різноманітних типів і моделей машин зарубіжного виробництва.

Враховуючи те, що Україна має значні запаси деревини (загальна площа, вкрита лісовою рослинністю, складає 9,5 млн га або 15,7% від загальної території; запас деревини за останні 50 років зріс у 2,5 рази і досягнув 1,8 млрд м³; площа лісових насаджень, які потребують рубання, складає 8,3 млн га) і беручи до уваги те, що у найближчі роки об'єктивним є збільшення заготівлі деревини (починаючи з 2010 року щорічний приріст обсягів рубань головного

користування складатиме близько 1% [1]), ведення лісозаготівлі потребує обґрунтованого вибору для кожної лісосіки системи лісозаготівельних машин та технології виконання робіт з урахуванням усіх чинників, які можуть впливати на їх ефективність. Обов'язковою умовою технічного переоснащення і технологічної переорієнтації лісових підприємств є врахування сучасних еколого–економічних та соціальних вимог.

Сучасні екологічні й ергономічні вимоги до техніки і технології лісозаготівлі спонукають заводи–виробники постійно модернізувати старі та створювати нові моделі лісових машин з покращеними технічними параметрами і оригінальними конструктивними рішеннями.

На сьогодні в Україні не налагоджено випуск сучасних лісозаготівельних машин – скідерів, лісових комбайнів (харвестерів), форвардерів тощо. Роботи з їх створення практично не ведуться або ведуться дуже мляво. Тому доцільність і актуальність робіт, пов'язаних з дослідженням багатоопераційних лісових машин для їх створення в Україні, є очевидною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Створення нової конструкції лісової машини пов'язане з вирішенням проблеми вибору енергетичного модуля (бази) для неї. На сьогодні спостерігаються дві тенденції вирішення цього питання: за базу береться існуюча модель сільськогосподарського чи промислового трактора або створюється нова машина, яка спеціально пристосована для конкретних і специфічних лісових умов експлуатації. Зокрема, шведською фірмою “OSA”, Харківським і Мінським тракторними заводами та більшістю машинобудівних заводів Росії лісотранспортні машини створюються на базі існуючих універсальних колісних тракторів або тягачів, призначених для роботи в експлуатаційних умовах, які істотно відрізняються від лісових. Головною перевагою такого підходу є нижчою собівартість виготовлення. Разом з тим, відомі фірми “VALMET” і “ROTTNE” (Швеція), “ZTS” (Словаччина), “HSM” (Німеччина), “TIMBERJACK” (США), “PONSSE” (Фінляндія) та інші дотримуються другого напрямку – спеціально проєктують лісові машини.

Метою дослідження є аналіз стану забезпечення підприємств лісової галузі України лісозаготівельними машинами, окреслення шляхів створення вітчизняних лісових машин, а також встановлення на підставі аналізу технічних характеристик машин іноземного виробництва раціональних параметрів харвестерів, здатних працювати у рівнинних та гірських умовах.

Результати дослідження. Для виявлення переваг і недоліків існуючих тенденцій створення нових машин виконано аналіз технічних характеристик лісових машин. Він виявив, що машини, які виготовлені на базі існуючих тракторів, за однакової потужності двигуна, мають майже на 40% нижчу вантажність, що призводить до збільшення експлуатаційних витрат [2]. Окрім цього, базові агрегати та вузли цих машин є недостатньо пристосованими для лісових умов. В свою чергу, спеціально запроєктовані лісові машини є надійнішими і економічнішими, хоч початкова їхня вартість є вищою.

На сьогодні потреба у машинах для лісового господарства України частково забезпечується декількома вітчизняними підприємствами: заводом “Спецлісмаш” (м. Лубни, Полтавська область) – оснащення лісогосподарських машин; заводом спеціального машинобудування (м. Радомишль, Житомирська область) – обладнання навантажувачів та лісовозних автопотягів; Харківським авторемонтним заводом – оснащення лісовозних автопотягів гідроманіпуляторами, а також окремими малими підприємствами. Однак цього є недостатньо, оскільки щорічна потреба у нових тракторах складає близько 600–650 одиниць. Потребують оновлення й лісогосподарські знаряддя.

Забезпечення виробничої діяльності лісових підприємств сучасними машинами, на наш погляд, можна здійснити двома шляхами: закуповувати машини зарубіжного виробництва або створювати нові конструкції машин вітчизняними підприємствами машинобудівної галузі.

Слід сказати, що в першому напрямку активно працюють на українському ринку зарубіжні фірми. Зокрема, Європейський центр концерну Komatsu Forest GmbH, у склад якої входить фірма “Valmet”, 20 червня 2008 року відкрив у Івано–Франківську своє українське представництво – ТзОВ “Лісотехнічна компанія “Форест Україна”. Представництвом проводяться семінари, на яких демонструються сучасні методи організації лісозаготівлі з використанням багатоопераційних лісових машин, зокрема харвестера Valmet–911 та форвардера Valmet–860. Оператори демонструють виконання цими машинами усього комплексу лісосічних робіт: зрізування дерев, обрізування гілок, розкряжування, транспортування деревини з лісосіки до пунктів перевантаження із сортуванням її у штабелі.

Активно веде свою маркетингову політику і ВАТ “АМКОДОР” (Білорусь), яка презентує свої машини для лісозаготівельних робіт: харвестер АМКОДОР 2551 і форвардер АМКОДОР 2661. У пропонованих машинах застосовано уніфіковані вузли зарубіжних фірм: на харвестері – гідроманіпулятор Foresteri

1395H та харвестерна головка Kesla Foresteri 25RH, а на форвардері – маніпулятор Foresteri 600 фінської фірми Kesla, на обидвох машинах – балансирні задні мости з блокованим диференціалом німецької фірми NAF. Колісна формула 6×6 і блокований диференціал заднього моста значно підвищують тягово–динамічні показники і прохідність машин у складних дорожніх умовах, на м'яких і різномірних ґрунтах особливо за різного зчеплення з ґрунтом коліс однієї осі.

Однак закупівля лісозаготівельних машин зарубіжного виробництва може призвести до погіршення і без того критичного становища вітчизняного машинобудування, збільшення багатомодельності машин, ускладнення їх ремонту та відновлення. Це узалежнить вітчизняних споживачів від закордонних фірм–імпортерів та змусить їх використовувати технологічне обладнання імпортного виробництва.

Другий напрямок технічного забезпечення лісових підприємств є привабливішим, оскільки машинобудівна галузь України має достатній науково–технічний потенціал для розроблення конструкцій і налагодження випуску лісопромислових тракторів, технологічного оснащення до них, а також спеціальних лісових машин та знарядь на рівні світових аналогів. Такими підприємствами є ВАТ “Харківський тракторний завод (ХТЗ)”, Південний машинобудівний завод (ЮМЗ), Харківський завод ім. Малишева та інші.

Окремо слід зупинитися на головному підприємстві тракторобудування України – ВАТ ”ХТЗ”, яке виробляє найширшу номенклатуру колісних і гусеничних тракторів потужністю від 20 до 170 кВт. Продукція цього заводу призначена здебільшого для сільського господарства, що значно обмежує можливість їх використання у лісовій галузі. Однак створення нового модельного ряду ХТЗ–160, ХТЗ–170, ХТЗ–180, ХТЗ–3510 і ХТЗ–3520 дає змогу вести дослідження у напрямку адаптації цих тракторів як енергетичних модулів спеціальних лісозаготівельних і лісотранспортних машин як в традиційних, так і в ресурсощадних технологіях. Слід врахувати те, що трактори оснащені новими двигунами ЯМЗ–236Д та “Deutz” високої потужності з сучасною системою очищення повітря, які відповідають екологічним вимогам.

Важливими вимогами до тракторної техніки сьогодення є універсальність машин, здатність їх застосування в усталених і нових сучасних технологіях, прикладом чого є трактори серії ХТЗ–160. І все ж лівову частку продукції, що випускається підприємством, складає сімейство колісних тракторів загального призначення класу 4 серії ХТЗ–170. Глибока модернізація тракторів типу Т–150К,

дозволила отримати якісно нову машину, яка ввібрала у себе все краще від попередніх моделей і все нове, що відповідає сучасним тенденціям розвитку тракторної техніки. Важливою перевагою цих машин є раціональний розподіл маси між ведучими мостами (на передній міст припадає 60%, а на задній – 40% від повної маси трактора), що у поєднанні з шинами низького тиску збільшеного типорозміру 23,1R26 замість 21,3R24 забезпечує тракторам нові якості: зменшення питомого тиску на ґрунт на 30% і підвищення продуктивності на 15% за зменшення витрати пального до 12%. Модернізація коробки зміни передач тракторів серії ХТЗ–170 дала змогу розвинути тягу на гаку до 6 тон на першому і другому діапазонах передач. Останніми роками інтенсивно ведуться роботи зі створення сучасної гідромеханічної та гідрооб'ємної трансмісій.

Застосування каркасної кабіни з підвищеною оглядовістю і покращеною термо– і шумоізоляцією, заміна важільних приводів керування системами трактора на лінвове, застосування гідрооб'ємного рульового механізму з робочим зусиллям на кермі до 20 кН дозволили забезпечити комфортні умови праці тракториста, зменшити його втомлюваність та збільшити продуктивність.

Двоциліндрова навісна система підвищеної вантажності у поєднанні зі встановленням шин збільшеного типорозміру дозволила підвищити її навісоздатність на 30% порівняно з Т–150К, а здвоєння коліс забезпечує роботу трактора на слабонесних і перезволожених ґрунтах та істотно збільшує ефективність його використання.

Розвиваючи далі напрям універсальності трактора, спеціалісти ВАТ “ХТЗ” розробили і проводять випробування нового колісного трактора класичного компонування ХТЗ–18040. Рамна конструкція дозволяє встановлювати двигуни різних виробників потужністю до 220 кВт, що забезпечуватиме привод різноманітного навісного обладнання. Центральне розміщення двигуна і трансмісії забезпечили покращення оглядовості, що відповідає вимогам, які ставляться до тракторів загального призначення. Завдяки застосуванню задніх коліс більшого діаметра зі збільшеною вантажністю, підсиленої навісної системи, а також вдосконаленню конструкції навісної системи вантажність задньої навіски підвищена до 6,5 т, а передньої – до 2,5 т. Така конструкція трактора могла би бути базою для компонування різнотипних лісових машин.

Для вибору типуажу потрібних лісовій галузі України машин, нами проаналізовано сучасні технологічні схеми ведення лісгосподарських робіт. На сьогодні в Україні, як і в усьому світі, переважає стовбурна технологія лісозаготівлі, яка може

застосовуватися за відносно невисокої густоти лісових доріг та низької несної здатності ґрунтів і на долю якої припадає до 70% світового обсягу лісозаготівлі. Тому для таких умов найактуальнішим є створення колісної трелювальної машини (скідера). Ця потреба значно підсилена з січня 2005 року введенням у дію мораторію на використання гусеничних тракторів у гірських умовах лісоексплуатації. Слід зауважити, що колісні скідери вітчизняного виробництва (ЛТ–157, ЛТ–171 і їх модифікації) успішно працюють у лісових підприємствах, але ці машини потребують вдосконалення і адаптації до відповідних виробничих умов.

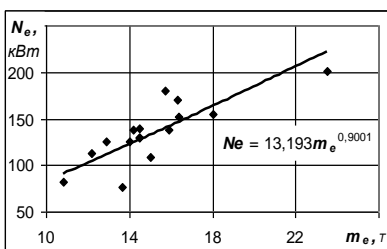
Однак традиційну стовбурну технологію уже через декілька років може витіснити сортиментна технологія, яка започаткована у Скандинавії і знайшла широке застосування в переважній більшості центральноєвропейських країн, а також в Америці, Росії, Балтії та Белорусі. Це підтверджують дослідження технологічних процесів лісозаготівлі у багатьох країнах світу, які засвідчують зростаючу тенденцію застосування багатоопераційних машин [3,4]. Ця технологія базується на застосуванні таких машин: харвестерів (звалювально–гілкорізно–розкрязувальних), форвардерів (навантажувально–розвантажувально–транспортних), їх комбінації – харвардерів, а також підвісних канатних систем різноманітних модифікацій у гірських районах. Ці машини є високопродуктивними і, разом з тим, екологоощадними.

Зважаючи на це, очевидним є перспективність застосування технології лісозаготівлі на базі багатоопераційних машин для лісової галузі України. Ефективність їх застосування обумовлюється ще й тим, що починаючи із 2006 року в Україні інтенсивно ведеться проектування і будівництво лісових доріг. Якщо врахувати, що планами Держкомлісу України щорічно передбачено будівництво 400–600 км лісових доріг, то очевидним є доцільність застосування таких машин.

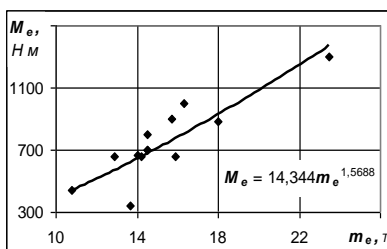
Для обґрунтування параметрів запропонованої для проектування багатоопераційної лісової машини, необхідно глибоко проаналізувати умови експлуатації та конструкції існуючих однотипних лісових машин. Для цього на підставі аналізу технічних характеристик існуючих машин–аналогів будуються графіки, що відображають взаємозв'язок головних параметрів цих машин. Нами проаналізовано конструктивні та технічні параметри харвестерів провідних фірм Фінляндії, Швеції, Німеччини, США, Словаччини та Білорусі, внаслідок чого з'ясовано, що базою понад 50% таких машин є модифіковані колісні трактори (тягачі) потужністю 60–200 кВт. Усі

вони оснащені гідроманіпуляторами з вантажним моментом 300–1300 кН·м. Виліт стріли обумовлюється технологічними особливостями роботи цих машин та довжиною сортиментів і становить 6–10 м.

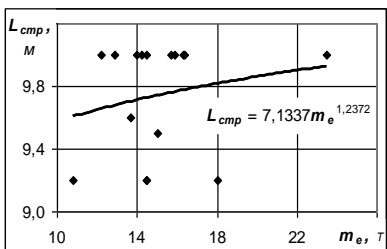
На підставі виконаного регресійного аналізу за допомогою методу вагових і геометричних аналогій [2,5] отримано функціональний зв'язок між головними енергетичними, геометричними і ваговими параметрами харвестерів у середовищі Excel (рис.). Результати аналізу показали, що степенева залежність найточніше характеризує тісноту статистичного зв'язку між цими параметрами.



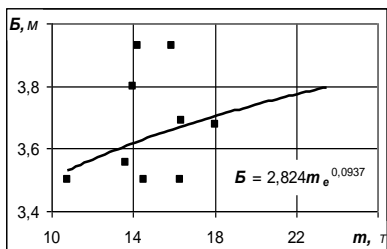
a



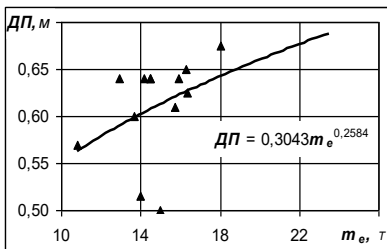
б



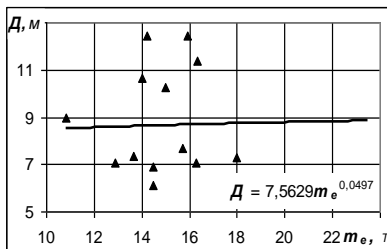
в



г



д



е

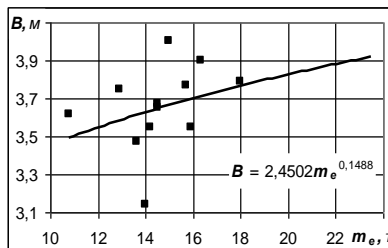
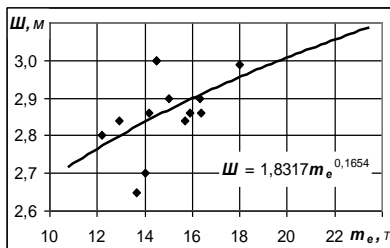


Рис. Залежності потужності (а) і крутного моменту двигуна (б), максимального вильоту стріли гідроманіпулятора (в), бази (г), дорожнього просвіту (д), довжини (е), ширини (є), висоти (ж) від експлуатаційної маси харвестера

Висновки. Аналіз отриманих залежностей дозволив сформулювати вимоги до проєктованих харвестерів (табл.). Запропоновані авторами параметри харвестерів можуть бути використані для конструкторсько-технологічного обґрунтування під час розроблення перспективної моделі тягового модуля.

Таблиця. Пропоновані параметри харвестерів

для рівнинних умов (4×4; 6×6)	для гірських умов (6×6; 8×8)
	
<p>Власна маса: 6,5–7,5 т. Потужність двигуна: 70–90 кВт. База: 2,4–2,7 м. Колія: 1,7–1,9. Дорожній просвіт: 0,5–0,55. Ширина коліс: 450–550 мм. Трансмісія: механічна (5-ти ступенева КП) або гідростатична</p>	<p>Власна маса: 11,0–13,5 т. Потужність двигуна: 90–110 кВт. База: 2,4–2,7 м. Колія: 1,9–2,1. Дорожній просвіт: 0,5–0,55. Ширина коліс: 550–650 мм. Трансмісія: гідростатична</p>
<p>Технологічне обладнання – гідроманіпулятор з харвестерною головкою: максимальний вантажний момент – понад 100 кН·м; максимальна досяжність – 8,0–10,0 м; максимальний діаметр зрізаного дерева – 650 мм; максимальний діаметр обрізуваних гілок – 350 мм; швидкість протягування дерева – до 4,0 м/с)</p>	

Література

1. Державна цільова програма “Ліси України” на 2010–2015 роки. – Затверджена Постановою Кабінету Міністрів України від 16.09.2009 р. №977.

2. Білик Б.В., Адамовський М.Г. Проектування самохідних лісових машин: Вибір параметрів, компонування і тяговий розрахунок. – Львів: ЗУКЦ, 2004. – 160 с.

3. Сабадир А., Коржов В. Удосконалення гірських лісозаготівель // Лісовий і мисливський журнал. – 2008. – №2. – С. 16–17.

4. Коржов В.Л. Современные тенденции механизации лесозаготовок // Деревообработка, оборудование и инструмент. – 2008. – №1. С. 68–70.

5. Гуськов В.В. Тракторы: Теория: – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.С. Гудз

УДК 674.05

© М.В. Вржеш, к.т.н., Н.О. Толстушко, М.М. Толстушко, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ У МЕМБРАННОМУ ПРЕСІ З УДОСКОНАЛЕНОЮ КАМЕРОЮ ПРЕСУВАННЯ

У статті наведено результати дослідження процесів теплообміну у мембранному пресі з удосконаленою камерою пресування. Встановлено, що попереднє нагрівання мембрани покращує якість виконання технологічного процесу пресування за рахунок того, що облицювальні плівки від мембрани отримують більше теплової енергії та мають кращі термопластичні властивості.

ПРЕС, МЕМБРАНА, ТЕМПЕРАТУРА, КАМЕРА ПРЕСУВАННЯ, ТЕПЛОПЕРЕДАЧА, ТИСК.

Постановка проблеми. Одним із перспективних напрямків сучасного меблевого виробництва є технологія виготовлення фасадних деталей із застосуванням мембранного і безмембранного обладнання. Цей напрям почав розвиватися порівняно недавно, однак, значно

поширився у розвинених країнах. В Україні дану технологію тільки починають застосовувати.

Одним із найбільш ефективних матеріалів для фасадів поряд із масивною деревиною є деревноволокнисті плити середньої щільності. Для їх облицювання застосовують деревний шпон і синтетичні плівки, зокрема із полівінілхлориду, поліпропілену та поліетилену. Широке застосування мембранної техніки облицювання зумовлено й високими якісними показниками плівок, якими облицюють не тільки дешеві предмети меблів, але й високоякісні дорогі фронтальні меблеві деталі, а також полотна внутрішніх дверей житлових і офісних приміщень. Одним із важливих факторів широкого застосування синтетичних плівок є їх декоративність: вони імітують цінні породи деревини, мають різноманітні малюнки, спеціально виконані, скажімо під старовину тощо.

Крім того, дуже важливим є суттєве спрощення технології виготовлення фасадних елементів, завдяки якому після обробки заготовок на оброблювальних центрах готовий виріб отримують облицювавши його на мембранних пресах. Причому оброблювальний центр дає змогу створювати практично необмежений набір різноманітних малюнків, що дуже важливо в умовах досить швидких змін у кон'юктурі та попиту на ринку меблів.

Слід зазначити, що тепер в Україні, на відміну від інших країн з розвинутою меблевою промисловістю, практично відсутнє спеціалізоване виробництво фасадів, стільниць та інших компонентів меблів. Українські підприємства зараз тільки починають заповнювати цю нішу, організовуючи спеціалізовані виробництва даних меблевих компонентів. Застосування ж нових технологій мембранного пресування може суттєво підвищити ефективність таких виробництв [1, 2, 3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що в літературі мало уваги приділено дослідженню процесів теплообміну у мембранному пресі [1, 2, 3].

Мета дослідження – дослідити процеси теплообміну у мембранному пресі з удосконаленою камерою пресування.

Результати дослідження. Розглянемо етап нагрівання еластичної мембрани, коли відбувається конвективний теплообмін між гарячою верхньою плитою та внутрішньою поверхнею мембрани (рис. 1), а також зовнішньою поверхнею мембрани і середовищем. Отже, граничні умови визначають особливості теплопередачі та можуть бути задані у вигляді граничних умов третього роду, а саме: відомі теплопровідність матеріалу мембрани λ_M , її товщина δ_M ,

коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 на поверхнях мембрани та температури теплоносіїв, що оточують мембрану t_1 та t_2 .

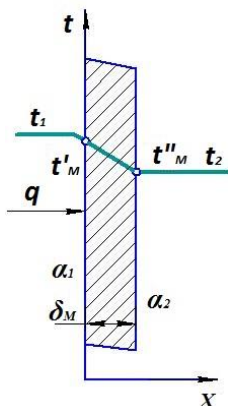


Рис. 1. Процес теплопередачі між двома теплоносіями через мембрану

Вважаємо, що температура змінюється тільки у напрямку x (рис. 1), тобто по нормалі до поверхні мембрани. Тепловий потік при стаціонарному режимі залишається постійним.

Щільність теплового потоку від гарячого теплоносія до внутрішньої поверхні мембрани визначається рівнянням тепловіддачі:

$$q = \alpha_1(t_1 - t'_M), \quad (1)$$

а в середині мембрани згідно рівняння теплопровідності:

$$q = \frac{\lambda_M}{\delta_M}(t'_M - t''_M), \quad (2)$$

а також від зовнішньої поверхні мембрани до холодного теплоносія середовища:

$$q = \alpha_2(t''_M - t_2). \quad (3)$$

Розв'язавши спільно рівняння (1–3) відносно щільності теплового потоку, одержимо:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4)$$

причому дріб у знаменнику називається коефіцієнтом теплопередачі, тобто

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_2} \right). \quad (5)$$

Якщо термічні опори мембрани $\frac{\delta_M}{\lambda_M}$, $\frac{1}{\alpha}$ з боку теплоносіїв не співмірні між собою, то значення коефіцієнта теплопередачі визначається більшим термічним опором. Інтенсифікувати процес теплопередачі в даних умовах можна тільки збільшуючи інтенсивність теплообміну з боку гарячого теплоносія, що і реалізовано для даного етапу за другою технологічною схемою.

Створенням вакууму між верхньою гарячою плитою і внутрішньою поверхнею мембрани, відбувається щільне прилягання мембрани до верхньої плити, причому теплопередача здійснюється не за рахунок конвективного теплообміну, а шляхом теплопровідності, що є більш ефективним процесом.

Використавши рівняння теплопровідності (2), а також рівняння конвективного теплообміну (3), та розв'язавши їх спільно відносно щільності теплового потоку, одержимо:

$$q' = (t'_M - t_2) / \left(\frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (6)$$

де коефіцієнт теплопередачі вже немає термічного опору $1/\alpha_1$, тобто

$$k' = 1 / \left(\frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (7)$$

а температура внутрішньої поверхні мембрани t'_M дорівнює температурі верхньої гарячої плити.

Отже, зменшення загального термічного опору в системі інтенсифікує теплопередачу. Тому мембрана акумулює більше теплової енергії та здатна її передати до облицювальної плівки, що і відбувається на наступному технологічному етапі, коли вакуум створюється між плівковим покриттям і мембраною. У першій технологічній схемі цей процес відсутній.

Розподіл температури у двошаровому пакеті зображено на рис. 2.

Аналогічно, використавши рівняння теплопровідності (2) та рівняння конвективного теплообміну (3), а також врахувавши двошаровість пакету (мембрана та плівка), одержимо рівняння щільності теплового потоку у такому вигляді:

$$q = (t'_M - t_2) / \left(\frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_I}{\lambda_I} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (8)$$

де δ_{II} – товщина плівкового покриття, λ_{II} – коефіцієнт теплопровідності плівки ПВХ.

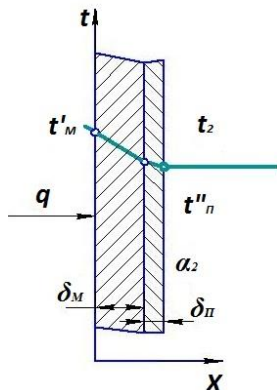


Рис. 2. Процес теплопередачі у двошаровій системі мембрана–плівка

В даному випадку коефіцієнт теплопередачі визначиться за формулою:

$$k'' = 1 / \left(\frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_I}{\lambda_I} + \frac{1}{\alpha_2} \right). \quad (9)$$

Отже, загальний термічний опір в системі зростає, але попереднє підігрівання плівкового покриття покращує процес теплопередачі на наступному технологічному етапі.

Процес пресування відбувається в умовах інтенсивного конвективного теплообміну між гарячим теплоносієм та внутрішньою поверхнею мембрани при підвищеному тиску. Далі процес теплопередачі здійснюється за рахунок теплопровідності через чотиришаровий пакет, а саме мембрану, плівку, облицювальну плиту та підкладку, причому температура нижньої поверхні підкладки $t''_{ПК}$ дорівнює температурі нижньої гарячої плити (рис. 3).

Виконавши аналогічні перетворення щодо визначення щільності теплового потоку, а також врахувавши структуру пакету, одержимо:

$$q = \frac{t'_1 - t''_{ПК}}{\frac{1}{\alpha'_1} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_{II}}{\lambda_{II}} + \frac{\delta_{III}}{\lambda_{III}} + \frac{\delta_{ПК}}{\lambda_{ПК}}}, \quad (10)$$

звідки визначимо коефіцієнт теплопередачі, а саме:

$$k'' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_1} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_{II}}{\lambda_{II}} + \frac{\delta_{III}}{\lambda_{III}} + \frac{\delta_{ПК}}{\lambda_{ПК}}}. \quad (11)$$

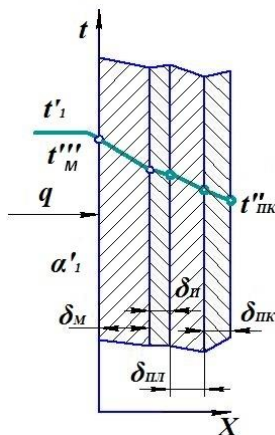


Рис. 3. Процес теплопередачі через чотиришаровий пакет

Аналізуючи складові коефіцієнта теплопередачі для даного випадку, відзначаємо зростання термічного опору за рахунок збільшення числа шарів у пакеті, однак, завдяки попереднім технологічним етапам відбулося збільшення температури між шарами, що інтенсифікує процес теплопередачі від гарячого теплоносія через мембрану до проміжного шару, яким являється облицювальна плівка.

Висновки. За результатами теоретичних і експериментальних досліджень розроблений технічний проект до впровадження нового удосконаленого обладнання мембранного преса. Сформовано початкові вимоги до проектуваного вузла та технічні дані. Розроблені також складальне креслення камери пресування, функціональна схема дослідної установки, програма, методика досліджень, а також одержані результати пошукового та основного експериментів.

Література

1. Методика визначення розподілу температури за товщиною пакета шарів при облицюванні деревостружкових плит / М.В. Вржещ, О.С. Кравчук // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 29 – 33.
2. Беляев Н.М., Рядно А.А. Методы нестационарной теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1978. – 323 с.
3. Чечеткин А.В., Занемонец Н.А. Теплотехника: Учеб. для хим.-технол. спец. вузов. – М.: Высшая школа, 1986. – 344 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 631.358.42

© Р.Б. Гевко, д.т.н.

Тернопільський національний економічний університет

О.А. Токарчук

Вінницький національний аграрний університет

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОСЬОВОЇ ЖОРСТКОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ РОБОЧОГО ОРГАНУ СКРЕБКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА–ЗМІШУВАЧА

В статті представлено вдосконалену конструкцію робочого органу скребкового шайбового транспортера–змішувача, а також наведено теоретичне обґрунтування параметрів осьової жорсткості елементів його конструкції

ТРАНСПОРТЕР–ЗМІШУВАЧ, ПЕРЕМІЩЕННЯ, ШАЙБА, СКРЕБОК, ПРУТОК

Постановка проблеми. Скребкові шайбові транспортери досить широко застосовуються при переміщенні сипких і кускових матеріалів, роздаванні кормів на птахофабриках, тваринницьких фермах та ін., як правило у стаціонарних умовах. Характерною їх особливістю є розташування в замкнутому направляючому кожусі, тягового робочого органу, як правило, виконаного у вигляді ланцюга або тросу, на якому жорстко закріплені шайби, одна з бокових поверхонь котрих виконана конічною.

Привід робочого органу здійснюється за рахунок ведучих дисків, периферійні зачепи яких взаємодіють з конічними поверхнями шайб, що забезпечує переміщення сипкого матеріалу в направляючому кожусі. На початку та в кінці технологічної траси періодично встановлені дозуючі завантажувальні бункери та вивантажувальні лійки, які відповідно забезпечують завантаження та вивантаження сипкого матеріалу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз відомих досліджень [1, 2] показав, що основними недоліками існуючих робочих органів є їх висока матеріаломісткість, що призводить до підвищених сил тертя при транспортуванні матеріалів, низька ремонтоздатність (при поломці однієї шайби необхідно демонтувати весь робочий орган), а також обмежені функціональні можливості.

Мета дослідження – розширення функціональних показників скребкових шайбових конвеєрів необхідно розробити нову конструкцію робочого органу, виконаного на основі секційних елементів для їх заміни у випадку виходу з ладу, який дозволяє

одночасно транспортувати та змішувати сипкі матеріали, а також обґрунтувати раціональні конструктивно-силові параметри їх несучих елементів.

Результати дослідження. Для вирішення поставленої задачі розроблена конструктивна схема робочого органу скребкового транспортера-змішувача [3], який зображено на рис.1.

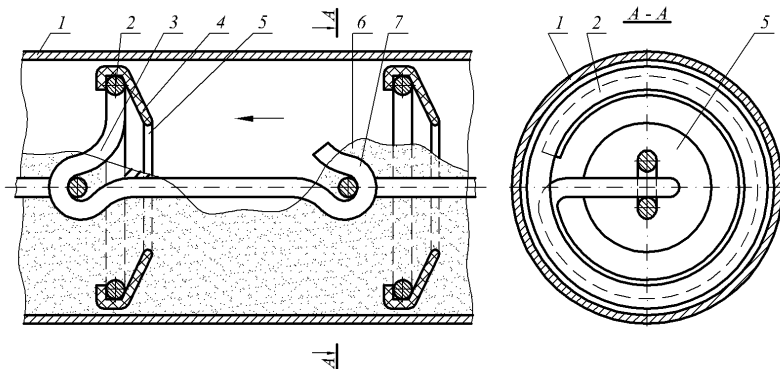


Рис.1. Конструктивна схема робочого органу скребкового транспортера-змішувача

Він складається з корпусу 1 трубчатого форми, в якому розміщується осьовий прутковий секційний елемент, що містить кільце 2, гаки 3 і 7, кришку 4 конусоподібної форми з центральним отвором 5. Для зменшення коефіцієнта тертя із периферійними зачепами привідних зубчатих коліс кришку доцільно виготовляти з поліамідів армованих скляним волокном.

Через центральний отвір кришку проводять через гак 7, а далі шляхом стискання спіралевидного кільця відбувається його замикання у внутрішній периферійній поверхні кришки.

Вільний гак 7 першої секції входить в зачеплення з гаком 3 наступної секції, утворюючи ланцюгове з'єднання. Кришка виконує функцію кріплення кільцевої поверхні секційного елемента, а також забезпечує транспортування матеріалу. В процесі переміщення компоненти сипкого матеріалу частково просипаються через центральні отвори кришок, що сприяє їх активному змішуванню.

Шайбовий транспортер приводиться в рух зубчатим колесом (на кресленні не зображено), яке своїми зубами взаємодіє з конусоподібними поверхнями кришок. При русі транспортера компоненти сипкого матеріалу 6 через завантажувальні бункери захоплюються кришками і змішуючись переміщуються в зону вивантаження.

Метою теоретичного аналізу є визначення напружень і переміщень периферійної поверхні кільця та відповідно кришки при їх осьовому навантаженні від дії сипкого матеріалу.

Розрахункова схема навантаженого кільця зображена на рис.2.

В процесі розрахунку вважатимемо, що поверхня кільця є абсолютно жорсткою, оскільки вона охоплено жорсткою кришкою.

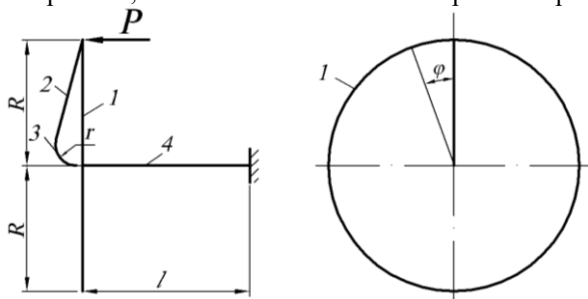


Рис.2. Розрахункова схема навантаження кільця

Попередньо визначаємо нормальну силу N та згинальний момент M , які виникають у системі (рис. 2) від навантаження силою P на кожній ділянці в залежності від кутового розміщення (φ) сили. Отже

$$N_3 = P \frac{\varphi}{2\pi} \sin \gamma; \quad N_4 = P \frac{\varphi}{2\pi};$$

$$M_1 = PR \sin \varphi; \quad M_2 = PR \frac{\varphi}{2\pi}; \quad M_3 = Pr \frac{\varphi}{2\pi} \sin \gamma; \quad M_4 = PR \frac{\varphi}{2\pi}. \quad (1)$$

Будуємо епюри нормальної сили N (рис.3) та згинального моменту M (рис.4)

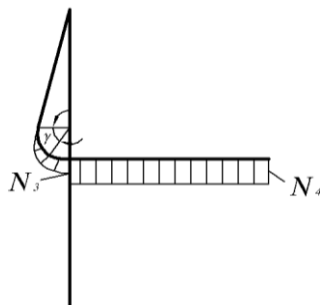


Рис.3. Епюра нормальної сили N

Для визначення переміщень використаємо теорему Кастильяно

[4]

$$f = \frac{\partial u}{\partial P} = \int_0^{\gamma} \frac{N_3}{EF} r \frac{dN_3}{dP} d\gamma + \int_0^l \frac{N_4}{EF} \frac{dN_4}{dP} dx + \int_0^{\varphi} \frac{M_1}{EI} R \frac{dM_1}{dP} d\varphi + \int_0^R \frac{M_2}{EI} r \frac{dM_2}{dP} dy + \int_0^{\gamma} \frac{M_3}{EI} r \frac{dM_3}{dP} d\gamma + \int_0^l \frac{M_4}{EI} \frac{dM_3}{dP} dx. \quad (2)$$

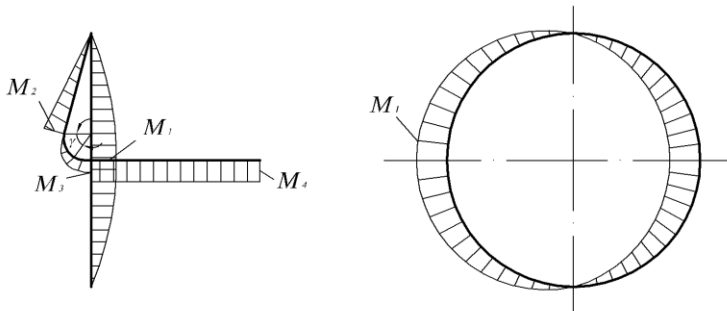


Рис.4. Епюра згинального моменту M

Знаходимо похідні від функцій нормальної сили і моменту, які виникають у розрахунковій схемі від навантаження її силою P

$$\frac{dN_3}{dP} = \frac{\varphi}{2\pi} \sin \gamma; \quad \frac{dN_4}{dP} = \frac{\varphi}{2\pi}; \quad \frac{dM_1}{dP} = R \sin \varphi;$$

$$\frac{dM_2}{dP} = R \frac{\varphi}{2\pi}; \quad \frac{dM_3}{dP} = \frac{\varphi}{2\pi} r \sin \gamma; \quad \frac{dM_4}{dP} = R \frac{\varphi}{2\pi}. \quad (3)$$

Підставляємо знайдені вирази у формулу (2) для визначення переміщень

$$f = \frac{1}{EF} \left(\int_0^{\pi/2} Pr \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \sin^2 \gamma d\gamma + \int_0^l P \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 dx \right) + \frac{1}{EI} \times \left(\int_0^{\pi/2} PR^3 \sin^2 \varphi d\varphi + \int_0^R Py^2 \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 dy + \int_0^{\pi/2} Pr^3 \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \sin^2 \gamma d\gamma + \int_0^l PR^2 \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 dx \right). \quad (4)$$

Після обчислення отримаємо

$$f = \frac{1}{EF} \left(\frac{Pr}{2} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \left(\gamma - \frac{1}{2} \sin 2\gamma \right) \Big|_0^{\pi/2} + P \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 x \Big|_0^l \right) +$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{1}{EI} \left(\frac{PR^3}{2} \times \left(\gamma - \frac{1}{2} \sin 2\gamma \right) \right) \Big|_0^{\pi/2} + \frac{P}{3} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 y^3 \Big|_0^R + \\
 & + \frac{Pr^3}{2} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \left(\gamma - \frac{1}{2} \sin 2\gamma \right) \Big|_0^{\pi/2} + PR^2 \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 x \Big|_0^l. \quad (5)
 \end{aligned}$$

Підставивши межі інтегрування отримаємо

$$\begin{aligned}
 f = & \frac{1}{EF} \left(\frac{Pr\pi}{4} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 + Pl \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \right) + \frac{1}{EI} \times \\
 \times & \left(\frac{PR^3\pi}{4} + \frac{PR^3}{3} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 + \frac{Pr^3\pi}{4} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 + PlR^2 \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \right). \quad (6)
 \end{aligned}$$

Площа і осьовий момент інерції поперечного перерізу рівні

$$F = \frac{\pi d^2}{4}; \quad I = \frac{\pi d^4}{64}.$$

Отже

$$\begin{aligned}
 f = & P \left(\frac{4}{E\pi l^2} \left(\frac{r\pi}{4} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 + l \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \right) + \frac{32}{E\pi d^4} \times \right. \\
 \times & \left. \left(\frac{R^3\pi}{4} + \frac{R^3}{3} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 + \frac{\pi r^3}{4} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 + R^2 l \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \right) \right). \quad (7)
 \end{aligned}$$

На рис.5 побудовані графічні залежні переміщення кільця f від впливу параметрів d_{np} ; R ; l ; r ; φ . Силу P , яка діє у системі, приймаємо $P = 100\text{Н}$.

Висновок. Аналізуючи побудовані графічні залежності можна константувати, що найбільший вплив на величину осьового переміщення f периферійної поверхні кільця у вказаному діапазоні зміни параметрів мають значення діаметра прутка d_{np} і радіуса кільця R . Далі за інтенсивністю впливу є довжина l і кут φ прикладання сили. Найменше впливає на величину переміщення f радіус заокруглення прутка при його переході з горизонтальної ділянки у вертикальну r .

Виходячи з довжини технологічної траси, а також осьового тягового зусилля на робочому органі, з урахуванням проведених досліджень і отриманих результатів, здійснюється підбір конструктивних параметрів елементів секційних органів транспортера-змішувача кормів.

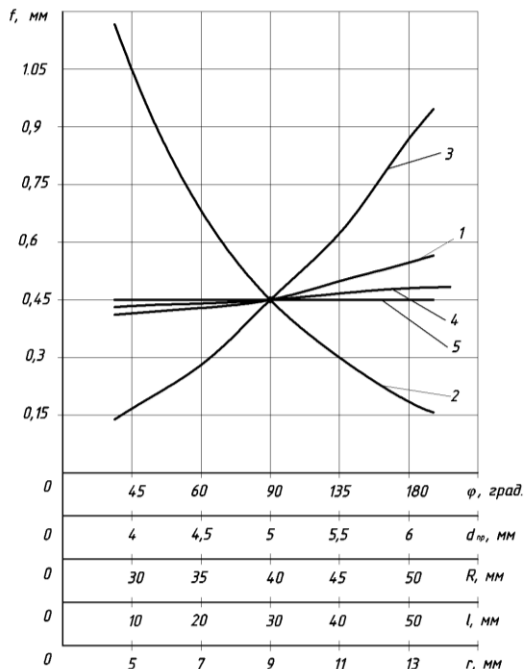


Рис.5. Графічні залежності переміщення кільця від: 1 – кута φ прикладання сили; 2 – діаметра прутка d_{np} ; 3 – радіуса кільця R ; 4 – довжини l ; 5 – радіуса заокруглення прутка r

Література

1. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. – М.: Машиностроение, 1980. – 367.

2. Гевко Р.Б., Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів конструкції робочого органу шайбового транспортера // Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. – 2011. – Випуск 114. – С.241–246.

3. Пат. №56182 UA, МПК В65G 19/00. Робочий орган шайбового транспортера / Гевко Р.Б., Токарчук О.М., Кричківський В.Й. (UA); заявник і патентовласник Тернопільський національний економічний університет (UA). – №u201005721; заявл. 12.05.2010; опубл. 10.01.2011, Бюл.№ 1.

4. Сопроотивление материалов: Учебник для вузов / Под общей редакцией Г.С.Писаренко. – Киев: Вища школа, 1979. – 696с.

УДК 621.926

© З.О. Гошко к.т.н., Я.В.Семен к.т.н., О.В.Гошко
Львівський національний аграрний університет

ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ ДРОБАРКИ

У статті наведено аналіз існуючих конструкцій дробарок. Запропонований принципово новий привід подрібнювальних машин на основі вібромагніту, обґрунтовані технологічні параметри та вказані її переваги.

ДРОБАРКИ, ЗЕРНО, ВІБРОМАГНІТНИЙ ПРИВІД.

Постановка проблеми. Створення будь-якого обладнання передбачає, що за найменших затрат необхідно отримати високонадійну та високопродуктивну установку певного технологічного призначення. Цій умові повністю відповідає вібраційна техніка, яка крім того, має високий потенціал щодо удосконалення. Вібраційні машини мають значний ресурс щодо додаткового підсилення амплітуди коливань мас, зниження енергоспоживання, часткового спрощення структурних схем. Безумовно, це вагомі аргументи для використання на виробництві саме вібраційного обладнання. Однак під час його проектування виникають певні особливості. Порівняно з традиційними технологічними машинами, віброобладнання поєднує, здавалось би, суперечливі принципи, що значно розходяться із загальнопоширеним машинобудуванням. Так, якщо у традиційній механіці усілякими способами уникають вібрацій, намагаючись звести їх до мінімуму, то головною метою вібраційних технологій є, навпаки, максимально можливе збільшення амплітуди коливань робочих органів, що на пряму інтенсифікують технологічні процеси і підвищують продуктивність. Якщо важко уявити будь-який механізм чи машину без рухомих з'єднань, то вібротехнології надають таку можливість. Якщо для передавання руху у традиційній механіці необхідно використати різноманітні механізми, то у вібраційних машинах можна взагалі їх уникнути, а привід на пряму з'єднати з робочим органом.

В цих умовах особливе значення має вивчення механіки подрібнювальних машин на вібраційній основі, в яких використовується кілька способів подрібнення і формування раціональних схем та принципів організації процесу.

Перспективність і важливість науково-дослідних і конструкторських робіт у цьому напрямі пояснюється невикінченою теорією ударного і вібраційного дроблення [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У більшості серійних молоткових дробарок, які працюють у комбікормовій промисловості, матеріал надходить на подрібнення вертикально з подавальної горловини. У зв'язку з цим швидкість удару частинок з молотком часто описується швидкістю обертання ротора.

За даними Ф.Г. Плюхова, оптимальна швидкість обертання ротора при подрібненні зерна для цілей комбікормового виробництва становить 75–80 м/с.

Однак, швидкість удару визначається, як відносна швидкість руху частинок і молотка. Тому необхідну швидкість удару можна отримати збільшенням швидкості подачі матеріалу назустріч рухомій ударній поверхні.

За даними В.П. Барабашкіна [5], для задовільної роботи молоткових дробарок колова швидкість молотків, що відповідає межі руйнування матеріалів малої пружності, повинна складати 10–30 м/с, а для пружних 30–70 м/с. Витрати енергії при цьому будуть коливаються у межах від 0,6 до 2,0 кВт год/т.

Характерно, що для зерна оптимальна швидкість удару при подрібненні в молоткових дробарках досліджувалась багатьма вітчизняними і закордонними спеціалістами, однак неоднорідність структури, механічних властивостей зерна в межах одного сорту, різна вологість не дозволяють отримати однозначних результатів.

Дослідами М.С. Левіна [6] встановлено, що практична швидкість удару, при якій починається руйнування зерна, більша 15–20 м/с.

На ефект подрібнення впливає також кут удару подрібнюваного матеріалу до молотка або деки. Чим ближче кут удару до 90° , тим ефективніше проходить процес подрібнення. Найефективнішим є прямий центральний удар.

Досліджуючи роботу молоткової дробарки на подрібнення зерна різних культур, Г.І. Шуб [5] дослідив вплив кута і місця подачі зерна на ефекти подрібнення.

Необхідно звернути увагу на те, щоб зберігалась певна рівновага між швидкістю завантаження і обертання ротора. Також слід звернути увагу на рівномірність подачі матеріалу в дробарку, оскільки від цього залежить ефективність використання енергії удару.

Окрім молоткових дробарок для подрібнення різного роду матеріалів використовують і інші подрібнювальні машини, а саме, роторні, цоккові, конусні дробарки, подрібнювачі барабанного, вальцевого і пальцевого типів.

Подрібнення матеріалу в шокових дробарках відбувається між рухомою і нерухомою щочками.

Конусні подрібнювачі за технологічним призначенням ділять на дробарки крупного подрібнення, які забезпечують ступень подрібнення $i=5-8$ і дробарки середнього та мілкового подрібнення з $i=20-50$. Ці машини відрізняються різною продуктивністю.

Барабанні подрібнювачі використовуються в основному в крупнотонажних виробництвах для подрібнення різних матеріалів. У цих тихохідних машинах подрібнення продуктів проходить у середині футерованого барабана за допомогою мелючих елементів – кульок або стержнів.

Вальцеві дробарки застосовують для середнього і мілкового подрібнення матеріалів високої і середньої міцності, а також для подрібнення пластичних і крихких матеріалів.

Пальцеві дробарки використовуються для подрібнення продуктів, у харчовій промисловості широко застосовуються машини, в яких робочі органи виконані в формі дисків з пальцями або ріжучими зубцями.

За даними Барабашкіна В.П. вартість подрібнювальних машин ударної дії на одиницю продуктивності в 1,5–2,0 і 3,5–5,5 раз нижча від вальцевих і шокових дробарок, вага відповідно в 4 і 4,5–5,0 рази менша, потужність приводу встановлених електродвигунів у 1,1 і в 1,5–2,0 рази нижча.

Ступінь дроблення в машинах ударної дії (молоткові, роторні) доходить до 30–40, що в 4–7 раз вище, а розхід енергії дроблення нижчий, ніж у подрібнювальних машинах, що працюють за другим принципом дроблення.

Враховуючи вище сказане і вартість металу, електроенергії можна зробити висновок що вартість і експлуатаційні затрати машин ударної дії набагато менші ніж машини іншого способу подрібнення.

В системі харчової, комбікормової промисловостей подрібнювальні машини ударної дії знайшли широке застосування на комбікормових заводах. Однак конструкції їх далекі від ідеальних і діапазон роботи ротора обмежується обертами 1500–3200 об/хв. Для обертів менше 1500 швидкість обертання ротора недостатня для подрібнення зерна більшості культур, а для обертів 3200 і більше швидкість молотків ротора і повітряно–зернової суміші практично однакові, швидкості подачі матеріалу назустріч рухомій ударній поверхні зменшуються, продуктивність падає.

Результати дослідження. Одним із перспективних напрямів удосконалення подрібнювального обладнання є перехід на

електромагнітний привід. Таке обладнання, простіше за конструкцією побудови і дешевше в експлуатації. Так, відсутність у приводі рухомих з'єднань та додаткових механізмів для передавання руху робить його надійним. Наявність резонансних режимів коливань системи закладає певну енергоощадність у його роботі. Автоматична синхронізація віброзбудників значно спрощує одночасне використання декількох джерел збурення в одній установці. Лише впровадження якісно нових принципів розрахунку вібраційних машин з електромагнітним приводом забезпечить підвищення їх ефективності функціонування, та обумовить появу вібраційного обладнання нового класу, й поширить енергоощадні принципи побудови.

Створення будь-якого технологічного обладнання скероване на досягнення певних технічних параметрів, які і вказують на ефективність обладнання. Не враховуючи фінансові затрати на виготовлення установки, введемо показник ефективності вібраційної дробарки (показник, що кількісно відображає собівартість продукції). Обладнання тим ефективніше, чим вищі технологічні параметри досягаються за якомога менших затрат. Для вібраційної дробарки показником ефективності є середня пропускна здатність, тобто швидкість продукту дроблення, що проходить через площу поперечного січення вивантажувального сопла.

$$V=2 \pi v A k_{ш} \quad (1)$$

де v та A – відповідно циклічна частота та амплітуда вимушених коливань робочого органу; $k_{ш}$ – коефіцієнт швидкості, що визначається експериментально залежно від кута нахилу ребер лотка.

Середня швидкість транспортування матеріалу по гармонійно віброуючому лотку:

$$V_{cp}=0,06 A n f_m \operatorname{tg} \varphi_k \quad (2)$$

де n – кількість коливань за хвилину; f_m – коефіцієнт тертя; φ_k – кут нахилу лотків.

Найбільш значний вплив на характеристики вібраційної дробарки під час її експлуатації має маса завантаження. Врахування технологічного завантаження унеможливить входження вібраційної дробарки в нестійку резонансну зону. Вплив завантаження враховується експериментально, врахувавши гіпотезу, що певна частина m_n від маси середовища m_a повністю приєднується до робочого органу m_{po} . Так завантаживши матеріалом m_a реальну міжрезонансну вібраційну дробарку з відомими інерційно-жорсткістними параметрами, експериментально визначають її другу власну частоту коливань w_2 відносно якої і фіксується вплив. Частка середовища, що умовно приєднується до робочого органу, становитиме

m_n/m_a . Отже заклавши в інерційне значення коливальної маси частку приєднаного середовища, дотримуючись рекомендованого співвідношення $m_{po} > (2...3) m_a$, та вибравши значення резонансного налагодження системи в межах $z = 0,94...0,97$, можна гарантувати стабільний режим роботи вібраційної дробарки, а знаючи масу вібраційної частини m_n можна розрахувати подачу матеріалу m_a .

$$z = \sqrt{m_a / (m_a + m_n)}. \quad (3)$$

На основі вищесказаного запропонована зернова дробарка з електромагнітним вібробудником (рис.1). Визначальними показниками технологічної ефективності якої є амплітуда коливання A і частота вимушених коливань ν робочих органів 5.

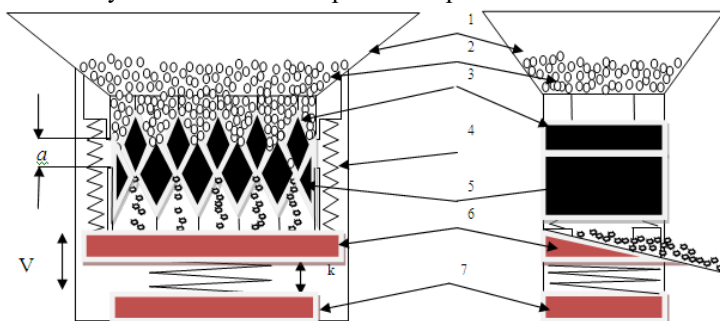


Рис. 1. Зернова дробарка з електромагнітним вібробудником: 1–бункер; 2–зерно; 3–пасивні рифи; 4–пружини; 5–активні рифи; 6–вібро лоток; 7–електромагнітний вібратор

Дробарка складається з завантажувального бункера 1, пасивних 3 і активних 5 рифів, вібраційного лотка 6 і електромагнітного вібробудника 7.

Технологічний процес дробарки відбувається наступним чином: зерно з бункера самопливом потрапляє у зазор між пасивними і активними рифами. Активні рифи за рахунок зворотньо-поступального руху лотків, що створюється електромагнітним вібробудником і пружинами 4 переміщують зерно у зазорі, створюючи на нього поздовжній та поперечний тиск, що і є причиною руйнування зерна та прискорення відбору дрібних фракцій. Змінюючи вихідний зазор a між пасивними і активними рифами можна добитись необхідної фракції подрібнення матеріалу.

Переваги запропонованої дробарки над уже існуючими у наступному: по-перше, використання електромагнітного вібробудника, а отже відсутність у приводі рухомих зеднань та

додаткових механізмів для передавання руху робить його надійним, зменшує енергозатрати на подолання шкідливих опорів; по-друге, зворотно-поступальний рух рухомих рифів дає змогу уникнути виникнення повітряно-зернового потоку, що утворюється при високих швидкостях обертання, а також відсутність

Висновки. За фіксованої частоти вібрації дробарки, яка налагоджується на певну власну частоту коливань, основним технологічним параметром, який найбільше впливає на інтенсивність подрібнення, є амплітуда коливань лотків у вертикальному напрямі.

В залежності від вихідного продукту та бажаного кінцевого результату можна зміною зазорів між рифами досягнути бажаної ступені подрібнення продукту. Застосування подрібнювальної камери що приводиться в дію від електромагніту дозволяє зменшити енергозатрати на подрібнення до 8%.

Література

1. А.с. 2999245 СССР, В02С 1/02 Щековая вибрационная дробилка / Ю.С.Хечанов – Опубл. 26.03.71, Бюл. №12. – 3с.
2. А.с. 380345 СССР, В02С 1/02 Ударно-вибрационная дробилка / В.Я.Туркин, А.М.Федорович, Шульц П.П. – Опубл. 15.05.73, Бюл. №21. – 3с.
3. А.с. 587995 СССР, МКл2. В02С 19/16 Мельница тонкого помола / Р.А. Восканян Опубл. 15.01.78, Бюл. №2. – 2с.
4. А.С. 1284594 СССР, В02С 13/04 Молотковая дробилка / А.А.Сундеев, В.В. Нестеров Опубл. 23.01.87, Бюл. №3. – 2с.
5. Бабаков И.М. Теория колебаний /И.М. Бабаков.–Л.: Наука, 1968.–650 с.
6. Бабичев А.П. Основы вибрационной технологи/ А.П. Бабичев, И.А. Бабичев.– Ростов н/Д.: Издательство центр ДГТУ, 2008.– 694 с.
7. Василенко М.В. Теорія коливань і стійкість руху: підручни. / М.В. Василенко, О.М. Алексейчук.– К.: Вища школа, 2004.–525 с.
8. Гошко З.О. Розширення функціональних можливостей дробарок із горизонтальною віссю обертання/ З.О.Гошко, А.В.Габчак, О.М.Василькевич // Вчені ЛДАУ виробництву, Випуск 7 Львів 2007.,ст.31–33.
9. Гошко З.О. Шляхи вдосконалення подрібнювальних машин для зернових матеріалів/ З.О.Гошко // Агроінженерні дослідження Вісник 15 Львів: Львів. нац. Агроуніверситет. 2011. –с.390–396.
УДК 631.355.075

Рецензент д.т.н., проф.Гайдучок В.М.

© В.А. Грубань

Миколаївський державний аграрний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ КАЧАНООЧИСНОГО АПАРАТУ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНУ ККП-3

Отримані залежності та визначені основні конструктивні та кінематичні параметри качаноочисного пристрою.

КУКУРУДЗА, КАЧАНООЧИСНИЙ АПАРАТ, ПРИТИСКНИЙ ПРИСТРІЙ.

Постановка проблеми. Технічний рівень кукурудзозбиральних комбайнів, як і всіх сільськогосподарських машин, визначається ступенем досконалості основних робочих органів та показниками якості виконання технологічного процесу, надійності, енергоємності та матеріаломісткості. Критерії якості виконання технологічного процесу регламентуються агротехнічними вимогами на машину для збирання кукурудзи на зерно. Без дотримання цих вимог будь-яка кукурудзозбиральна техніка не може називатися сучасною та ефективною і бути конкурентноспроможною.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Великі об'єми робіт по експериментальному та теоретичному вивченню в цьому напрямку проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторським бюро Херсонського комбайнового заводу. Глибокі теоретичні розробки, які присвячені розрахунку качаноочисних пристроїв проведені такими відомими вченими як А.І. Буянов, В.Т. Бондарьов, М.Е. Резник та інші. Проте і ці роботи не дають необхідних даних для вирішення багатьох завдань по розрахунку качаноочисних пристроїв, вони переважно висвітлюють питання розрахунку пропускної здатності та продуктивності збиральних машин. Існуючі на сьогоднішній день елементи теорії методологічно спираються на теорію продуктивності робочих машин, розроблену для інших галузей машинобудування, теорію експлуатації машино-тракторного парку та вивчення роботи кукурудзозбиральних машин в віртуальних умовах експлуатації [3].

Практика проектування кукурудзозбиральних машин вимагає на сучасному етапі розробки теорії продуктивності кукурудзозбиральних машин, яка нерозривно пов'язує процеси проектування з реальними умовами експлуатації, що дозволить виявити непродуктивні витрати робочого часу, намітити шляхи його

скорочення та отримати необхідні дані для прогнозування напрямів подальшого вдосконалення машин при проектуванні

Метою даної статті є теоретичне обґрунтування основних конструктивних та кінематичних параметрів качаноочисних пристроїв адаптованих до сучасного стану механізованих робіт.

Результати дослідження. Сучасні качаноочисні пристрої в найкращому разі при певних умовах здатні забезпечувати ступінь очищення качанів від обгорток на рівні 86–90 %. Ступінь очищення качанів від обгорток качаноочисними пристроями залежить від багатьох чинників, зокрема, від довжини та кількості пар очисних вальців, кута нахилу їх до горизонту та частоти обертання, активності робочих поверхонь вальців і їх діаметру, наявності притискових пристроїв та ін. Великий вплив на якість технологічного процесу очистки має сила контакту притискових лопатей з качанами, що в кінцевому рахунку впливає і на травмованість останніх.

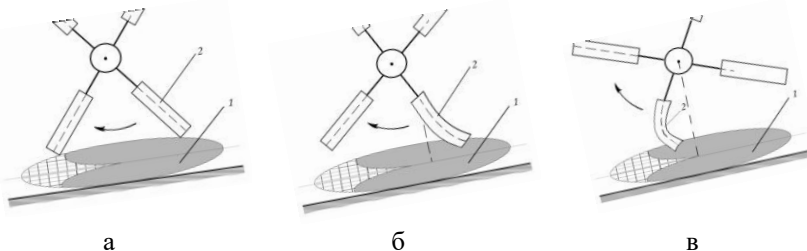


Рис. 1. Кінематика взаємодії притискового пристрою

На рис. 1 наведена кінематика взаємодії притискового пристрою з гумовими лопатями 2 і качана 1. Розглянемо три найбільш характерних взаємних положення одиначної лопаті та качана: рис. 1, а відповідає початковому моменту контакту, рис. 1, б відображає момент вигину лопаті до положення *тах* вигину та рис. 1, в відображає момент вигину лопаті після проходження положення *тах* вигину. Розглянемо математичну модель взаємодії лопаті в момент *тах* деформації. Гумову лопать будемо вважати плоским пружним стрижнем с консольним закріпленням в т. А (рис. 2) Аналіз роботи лопаті як пружної балки – консолі показує, що вона піддається великій деформації прогину.

Для математичного опису слід скористатися теорією вигину балки з великим прогином [1]. Вважаємо, що на консоль діє сила P_l , яка прикладена до вільного кінця консолі. Згідно [1] рівняння деформації балки має вигляд:

$$EI \frac{d\theta}{dl} = -M, \quad (1)$$

де E – модуль пружності матеріалу; I – момент інерції площі перерізу; θ – кут вигину (кут повороту лінії прогинів); dl – елемент кривої вигину балки; M – вигинаючий момент.

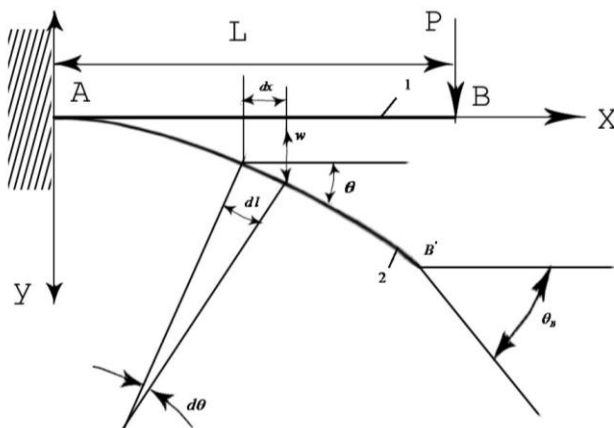


Рис. 2. Схема великого прогину консолі: 1 – вихідне положення; 2 – положення прогину.

Момент інерції балки:

$$I = \frac{bh^3}{12}, \quad (2)$$

де b – ширина лопаті; h – товщина лопаті.

Діюча довжина балки l лежить в межах $0 \leq l \leq L$, де L – довжина лопаті. Величина кривизни балки $\frac{d\theta}{dl}$ пов'язана з вигином $w(x)$ відомою формулою [1]:

$$\frac{d\theta}{dl} = \frac{\frac{d^2w}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dw}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}, \quad (3)$$

У випадку малих деформацій $w(dw/dx)^2 < 1$ формула (3) приймає вигляд:

$$\frac{d\theta}{dl} \approx \frac{d^2w}{dx^2}, \quad (4)$$

що становить основу лінійної теорії вигину, але в даному випадку не застосовується. Рівняння вигину (1) треба доповнити граничними умовами:

на закріпленому кінці:

$$l=0: \quad \theta = \pi/2, \quad (5)$$

на вільному кінці:

$$l=L: \quad M=0. \quad (6)$$

Таким чином, для визначення параметрів вигину балки мас краю задачу (1), (5), (6). Інтегруючи рівняння (1) з урахуванням граничних умов (5), (6) отримаємо:

$$l = \sqrt{\frac{EI}{2p}} \int_{\theta}^{\pi/2} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos\theta_B - \cos\theta}}, \quad (7)$$

де θ_B – кут вигину на вільному кінці балки при $l=L$.

Виконаємо деякі чисельні дослідження. На рис. 3 наведені результати розрахунку, а на рис. 4 кожен вплив θ_B на параметри вигину балки.

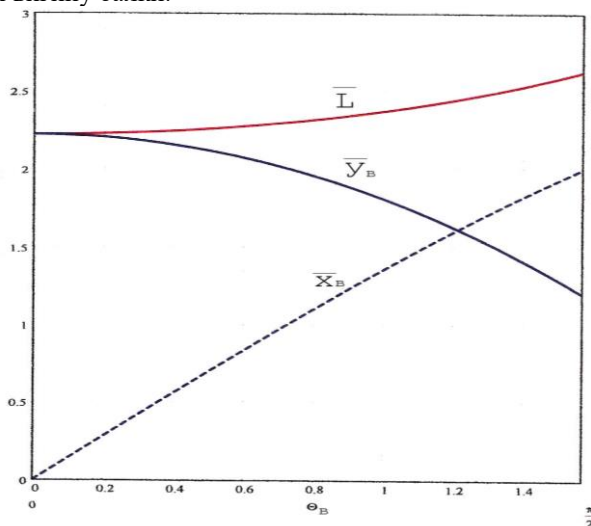


Рис. 3. Залежності величин \bar{L} , \bar{y}_B , \bar{x}_B , від вигину в т. В

Задаючись відношенням H/L по кривій $H/L(\theta_B)$.

Визначаючи величину кута θ_B , знайдемо силу контакту p_1 .

$$P_1 = \left(\frac{IE}{2L^2} \right) \left(\int_0^{\theta_B} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right)^2;$$

чи

$$P_1 = \left(\frac{IE}{2H^2} \right) \left(\int_0^{\theta_B} \frac{\cos \theta d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right). \quad (9)$$

Для зручності розрахунку на рис. 4 наведені графіки функцій f_1, f_2

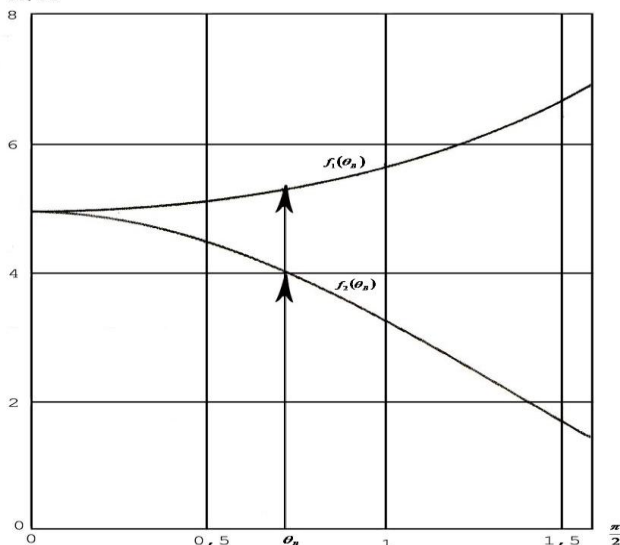


Рис. 4. Вплив \max вигину θ_B на параметри вигину балки

$$f_1(\theta_B) = \left(\int_0^{\theta_B} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right)^2; \quad (10)$$

$$f_2(\theta_B) = \left(\int_0^{\theta_B} \frac{\cos \theta d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right)^2. \quad (11)$$

Висновки. Згідно з проведених теоретичних досліджень та отриманих залежностей качан кукурудзи притискається до очисних вальців своєю вагою та силою від притисної лопаті. В результаті дії цих сил між качаном та вальцями з'являються сили контакту

N_1, N_2 . В свою чергу сили F_1, F_2 будуть прагнути розірвати обгортку качана. Крім того, так як $N_1 \neq N_2, \mu_1 \neq \mu_2$ то в силу нерівності $F_1 \neq F_2$ відбудеться обертання качана на вальцях. Якщо $F_1 > F_2$, то обертання буде відбуватися за годинниковою стрілкою, у випадку $F_2 \leq F_1$, обертання буде проти годинникової стрілки.

Література

1. Тимошенко С.П. Механика материалов / С.П. Тимошенко, Дж. Гере. – М.: Мир. – 1976. – 656 с.
2. Ландау Л.Д. Теоретическая физика. В 10–ти т. Т. VII. Теория упругости. Учеб. Пособие / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – 4–е изд., исп. и доп. – М.: Наука, 1987. – 248 с.
3. Буянов А.И. Метод определения оптимальных кинематических режимов работы прижимных устройств. / А.И. Буянов // Тракторы и сельхозмашины. – 1965. – №2. – С. 19–21.

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 621.82

© В.Ф. Дідух д.т.н., М.М. Поліщук, С.Ф. Бабарика
Луцький національний технічний університет

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПЕРЕМІЩЕННЯ ДОБРИВ У КУЗОВІ РОЗКИДАЧА

Розроблена динамічна модель технологічного процесу переміщення добрив у кузові розкидача. Виведена аналітичні залежності для визначення впливу зміни маси добрив при їх переміщенні на навантаження приводного барабана з врахуванням пульсуючої подачі та сили тертя в днище кузова.

ДОБРИВА, КУЗОВ, РОЗКИДАЧ, МОДЕЛЬ

Постановка проблеми. Аналіз перспективних напрямків відновлення родючості ґрунтів в державі показує, що такими є використання органічних добрив, різного походження, які багаті не тільки органічною речовиною, але й корисними хімічними елементами, що сприяють покращенню росту рослин і збільшенню їх врожайності. Але, знищення тваринницької галузі призвело до різкого зменшення їх

виробництва. Тому, однією з важливих задач у даній проблемі, є пошук шляхів раціонального використання наявних добрив при вирощуванні сільськогосподарських культур. Дана задача може бути вирішена у випадку локального внесення різних видів органічних добрив, в тому числа твердих, з частковою модернізацією наявної техніки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням дослідження технологічних процесів розкидання органічних добрив і проектуванням їх робочих органів займалися ряд авторів [1, 2, 3, 6]. Однак питання локального внесення твердих органічних добрив, створенням робочих органів для якісного забезпечення виконання запропонованого технологічного процесу, ще не вивчались. У такому технологічному процесі важливою ланкою є ланцюгово – планчастий транспортер, який забезпечує рівномірну подачу добрив до робочих органів.

Метою даного дослідження є розроблення динамічної моделі технологічного переміщення твердих органічних добрив у кузові розкидача для стабілізації його режимів роботи і зменшення динамічних навантажень на окремі вузли та машину в цілому.

Результати дослідження. На основі експериментальних досліджень [4] встановлено, що в процесі розкидання органічних добрив виникають значні динамічні коливання на машинно – тракторний агрегат, при цьому амплітуда коливань зростає із зменшенням маси органічних добрив в кузові. Коливання виникають як у вертикальній, так і в горизонтальній площинах. Коливання у вертикальній площині викликані нерівностями поверхні, по якій пересувається машина, тому в конструкції підвіски машини враховано вплив таких навантажень, і відповідно забезпечений підвищений коефіцієнт міцності елементів підвіски. Коливання у горизонтальній площині викликаються дисбалансом елементів системи розкидання органічних добрив, тобто вертикальних обертових бітерів. При локальному внесенні твердих органічних добрив взамін вертикальних обертових бітерів пропонується встановлювати робочі органи пасивної дії, які в деякій мірі виступають гасниками вертикальних коливань машинно – тракторного агрегату. Проте в даній системі: машина – органічні добрива, варто виявити появу таких коливань при зміні маси органічних добрив у кузові розкидача, їх вплив на окремі ланки, як привідного механізму, так і самого ланцюгово – планчастого транспортера. Відповідно, отримані результати дозволять прийняти рішення зі зменшення маси окремих деталей, вузлів та машини в цілому. На основі вище сказаного виникає необхідність у дослідженні

динамічних навантажень на елементи системи: машина–органічні добрива та характер переміщення її складових.

Ці переміщення можна встановити за допомогою розв’язку диференціальних рівнянь рухомих деталей або вузлів. Для спрощення розрахунків виконуємо деяку ідеалізацію системи, викидаючи другорядні фактори.

Головними елементами розкидача для локального внесення твердих органічних добрив є кузов, підвіска, ланцюгово – планчастий конвеєр, робочі органи для подачі добрив на поверхню поля. Пластинчастий конвеєр приводиться в дію за допомогою ланцюгової передачі, яка отримує рух від трьохступеневого редуктора до зірочки розміщеної на привідному барабані.

Розрахункову схему переміщення твердих органічних добрива у кузові розкидача можна представити так, як це показано на рис. 1. Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що з’єднані пружними зв’язками. Пружні зв’язки приймаємо допустимо невагомими, що характеризуються постійним коефіцієнтом жорсткості.

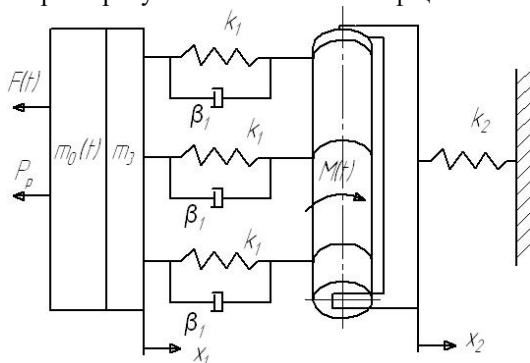


Рис. 1. Розрахункова схема переміщення твердих органічних добрив у кузові розкидача

Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з’єднання окремих елементів будемо нехтувати. До зосереджених мас віднесено $m_0(t)$ – маса органічних добрив, кг, m_1 – маса привідного барабана із корпусом, кг; m_2 – маса кузова, кг, I_1 – момент інерції привідного барабана, мм^4 , m_3 – маса ланцюгово – планчастого транспортера, кг. Крім цього, на рисунку показані коефіцієнти жорсткості: k_1 – приведений коефіцієнт жорсткості ланцюгової передачі, k_2 – приведений коефіцієнт жорсткості кріплення привідного барабана до кузова. До ланцюгово–планчастого транспортера прикладена сила тертя $F(t)$ між органічним добривом і кузовом, та сила P_p , що виникає

під час переміщення органічних добрив до пристрою для їх локального внесення. Дана сила може також виникати внаслідок виникнення опору від дії обмежувачої заслінки.

До приводного барабана прикладений крутний момент $M(t)$, який визначаємо за формулою:

$$M(t) = (F(t) + P_p) \cdot R_l, \quad (1)$$

де R_l – радіус приводного барабана, м.

Обертання приводного барабана здійснюється за допомогою ланцюгової передачі, причому подача органічних добрив конвеєром носить дискретний характер через нерівномірність їх розміщення за об'ємом кузова та значної кількості передавальних механізмів і з'єднувальних ланок.

Під час розкидання органічних добрив зменшується їх маса на кузові машини, що визначається за залежністю:

$$m_0(t) = m_p - \frac{t}{t_x + t_p} \cdot l_p \cdot H \cdot B \cdot \rho, \quad (2)$$

де m_p – маса завантажених органічних добрив, кг; t – час, с; t_x – час протягом якого у передавальних механізмах можливе проскакування елементів зачеплення, що сприяють зупинкам переміщення твердих органічних добрив у кузові розкидача, с; t_p – час коли робочі вітки ланцюгово–планчастого транспортера знаходяться під навантаженням та переміщують добрива, с; l_k – величина переміщення органічних добрив за період навантажених віток ланцюгово – планчастого транспортера, м; H – висота шару органічних добрив в кузові розкидача на стадії завантаження, м; B – ширина кузова, м; ρ – густина органічних добрив, кг/м³.

При цьому зрозуміло, що значення часу, протягом якого у передавальних механізмах можливе проскакування елементів зачеплення, що сприяють зупинкам переміщення твердих органічних добрив у кузові розкидача, незначне. Тому, і зміну маси у кузові розкидача можна представляти, як лінійну залежність.

Для коректного введення зміни величини маси органічних добрив у запроповану динамічну модель, уникнувши від'ємних значень, використовуємо допоміжну алгебологічну функцію:

$$m'_0(t) = \frac{m_0(t) + P_c - |m_0(t) - P_c| + |m_0(t) + P_c - |m_0(t) - P_c||}{4}, \quad (3)$$

де P_c – допоміжна константа.

Приклад використання функції (3) представлено на рис. 2 у вигляді графіка.

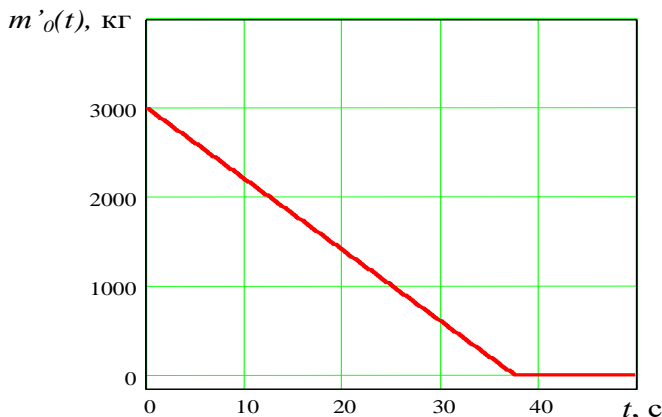


Рис. 2. Графік розвантаження кузова від органічних добрив з часом

Сила тертя $F(t)$ між органічним добривом і кузовом виникає під час переміщення добрива, тому вона також носить дискретний характер. Цю силу визначаємо за формулою:

$$F(t) = m'_o(t) \cdot g \cdot f, \quad (4)$$

де g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ; f – коефіцієнт тертя між добривом і кузовом.

Щоб показати дискретну пульсуючу властивість сили тертя $F(t)$, використовуємо допоміжну, аналогічну (3) алгебологічну функцію:

$$F'(t) = \left(F(t) \cdot \sin\left(\frac{t \cdot \pi}{t_k}\right) + P_{cl} - \left| F(t) \cdot \sin\left(\frac{t \cdot \pi}{t_k}\right) - P_{cl} \right| + \left| F(t) \cdot \sin\left(\frac{t \cdot \pi}{t_k}\right) + P_{cl} - \left| F(t) \cdot \sin\left(\frac{t \cdot \pi}{t_k}\right) - P_{cl} \right| \right) / 4, \quad (5)$$

де P_{cl} – допоміжна константа.

Приклад використання функції (5) представлено на рис. 3 у вигляді графіка.

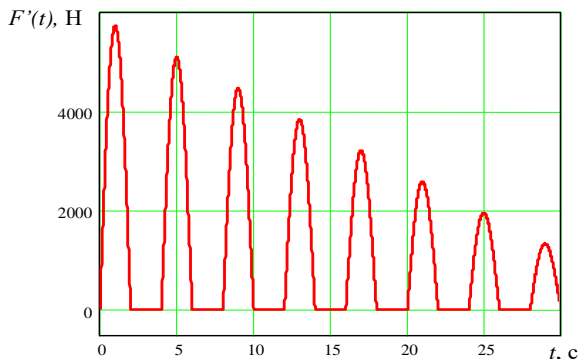


Рис. 3. Графік зміни сили тертя у часі при переміщенні добрив ланцюгово – планчастим транспортером

Відповідно дискретний характер буде мати також і момент прикладений на приводному барабані згідно формули (1), як це показано на рисунку 4.

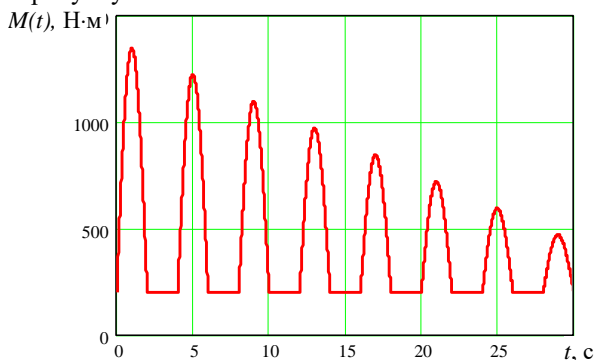


Рис. 4. Графік зміни крутного моменту на приводному барабані у часі

Згідно розрахункової схеми на рисунку 1 маємо:
Кінетична енергія системи:

$$T_k = \frac{I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{(m'_0(t) + m_3) \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_2^2}{2}. \quad (6)$$

Потенціальна енергія системи:

$$\dot{I} = \frac{k_1 \cdot (x_1 - R_1 \cdot \varphi_1 - x_2)^2}{2} + \frac{k_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2}. \quad (7)$$

Складемо диференціальні рівняння руху системи для вимушених коливань, застосовуючи рівняння Лагранжа другого роду. Для мас, що здійснюють крутильні коливання:

$$\frac{d}{d\tau} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_i} + \frac{\partial \dot{I}}{\partial \phi_i} = M_i. \quad (8)$$

Для мас, що здійснюють лінійні переміщення:

$$\frac{d}{d\tau} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_s} + \frac{\partial \dot{I}}{\partial x_s} = P_i. \quad (9)$$

На основі формул (8) і (9) система диференціальних рівнянь для схеми на рисунку 1 буде наступною:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 \cdot (m'_0(t) + m_3) + 3 \cdot k_1 \cdot (x_1 - R_1 \cdot \phi_1 - x_2) + \\ + \beta_1 \cdot (\dot{x}_1 - R_1 \cdot \dot{\phi}_1 - \dot{x}_2) = F'(t) + P_p; \\ I_1 \cdot \ddot{\phi}_1 - 3 \cdot k_1 \cdot R_1 \cdot (x_1 - R_1 \cdot \phi_1 - x_2) - \\ - \beta_1 \cdot R_1 \cdot (\dot{x}_1 - R_1 \cdot \dot{\phi}_1 - \dot{x}_2) = M(t); \\ \ddot{x}_2 \cdot m_1 - 3 \cdot k_1 \cdot (x_1 - R_1 \cdot \phi_1 - x_2) - \\ - \beta_1 \cdot (\dot{x}_1 - R_1 \cdot \dot{\phi}_1 - \dot{x}_2) + k_2 \cdot x_2 = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Початкові умови для системи рівнянь (10) наступні:

$$x_1(0) = 0; \quad x_2(0) = 0; \quad \phi_1(0) = 0; \quad \dot{x}_1(0) = 0; \quad \dot{x}_2(0) = 0; \quad \dot{\phi}_1(0) = 0. \quad (11)$$

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (10) з початковими умовами (11) доцільно провели на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

Результати розрахунків представлено на рисунках 5, 6, 7.

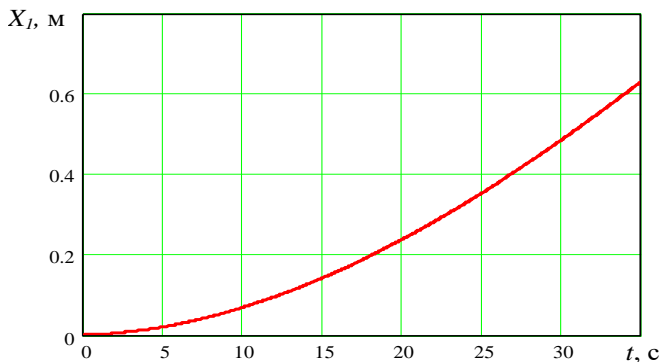


Рис. 5. Графік переміщення ланцюгово-планчастого транспортера в кузові розкидача



Рис. 6. Графік переміщення корпусів приводного барабана ланцюгово–пластинчастого транспортера під лінією навантаження P , Н

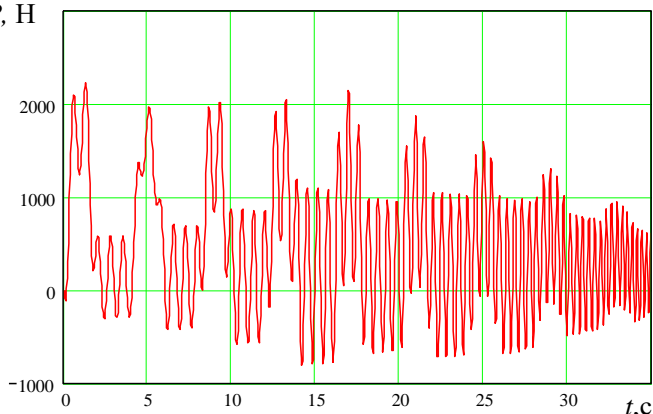


Рис. 7. Графік зміни динамічних навантажень, що виникають у ланцюгах транспортера при переміщенні твердих органічних добрив у кузові розкидача

Висновок. Отримані диференціальні рівняння руху ланцюгово–пластинчастого, ланцюгово–планчастого транспортера з твердими органічними добривами у кузові розкидача. При цьому визначено характер переміщення його визначальних ланок: корпусів приводного барабана та ланцюгів в часі, які забезпечують якість виконання технологічного процесу подачі органічних добрив до робочих органів та надійність окремих елементів приводу.

Література

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1 (ч. 3) Машини для приготування і внесення добрив. – Харків: Око, 2002. – 352 с.
2. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. – М.: МАШГИЗ, 1969. – 238 с.
3. Войтюк Д.Г., Гаврилук Г.Р. Сільськогосподарські машини. – К.: Урожай 1994. – 446с.
4. Пилипець М., Бабарика С., Гевко І. Обґрунтування параметрів гвинтових роторних робочих органів розкидачів сапропелів. – Вісник ТДТУ, Тернопіль, №3. 2008. – 104–108с.
5. Комаров М.С. Динамика механизмов машин. – М.: Машиностроение. 1969. – 296 с.
6. Дідух В.Ф., Бабарика С.Ф., Тарасюк В.В. Динамічна модель процесу розкидання сапропелів машиною для розкидання добрив. – «Наукові нотатки» – Міжвузівський збірник, Луцьк 2009. Вип.. 24. – с. 201 – 211

УДК 674.053:621.935

© Л.Ф. Дзюба, к. т. н., І.М. Ольховий, к. т. н.
Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
І.Т. Ребезнюк, д. т. н.
Національний лісотехнічний університет України

**ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ У
ЗОНІ КОНТАКТУ ПОЛОТНА СТРІЧКОВОЇ ПИЛКИ З
НАПРЯМНИМ РОЛИКОМ**

Визначено контактні напруження в зонах дотику полотна стрічкової пилки до напрямних роликів без урахування сили тертя на площинці контакту. Проаналізовано розподіл цих напружень за глибиною контакту стрічкової пилки з напрямним роликом. Установлено залежності величини контактних напружень від місця розміщення напрямних роликів, їх діаметрів та напруження попереднього натягу полотна пилки.

КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ, СТРІЧКОВІ ПИЛКИ, НАПРЯМНІ РОЛИКИ

Постановка проблеми. Для підвищення стійкості стрічкових пилок під час роботи в механізмах різання горизонтальних

стрічкопилкових верстатів використовують переважно напрямні ролики [1]. Такі напрямні ролики здебільшого відтискають полотно пилки від початкового горизонтального положення. У місцях дотику напрямних роликів до розтягнутого полотна пилки, в ньому виникають контактні напруження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі [2] контактні напруження в полотні стрічкової пилки вважають додатними та сумують їх з напруженнями розтягу полотна, не враховуючи особливо характеру контактних напружень. У межах допущень, прийнятих у теорії контактних задач [3, 4, 5], контактні напруження в тілах, які дотикаються, концентруються біля зони контакту та швидко згасають за її межами. Однак ці напруження можуть істотно позначитися на довговічності інструменту.

Мета дослідження. Дослідити контактні напруження в зоні контакту полотна стрічкової пилки з напрямним роликом та виявити чинники, які спричиняють їх змінення.

Результати досліджень. Контактні напруження визначають незалежно від загального розподілу напружень в об'ємі тіл. Для розрахування сили контактної взаємодії між полотном стрічкової та напрямними роликами використаємо схему відтискання полотна пилки двома роликами 1, 2 (рис. 1). На схемі прийнято такі позначення: l_1, l_2 – відстані в горизонтальній площині між осями пилкових шківів та напрямних роликів; h_1, h_2 – відстані, на які відтиснуто від горизонтальної лінії af полотно пилки; α_1, α_2 – кути нахилу ділянок полотна пилки до горизонталі; d_p – діаметр напрямних роликів; v – швидкість руху пилки.

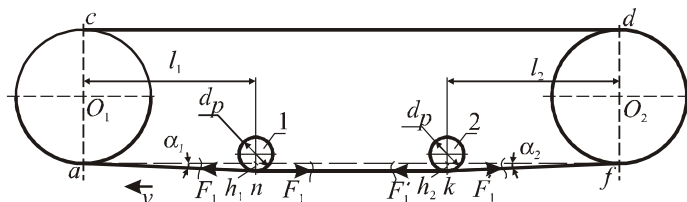


Рис. 1. Схема відтискання полотна стрічкової пилки напрямними роликами

Сили контактної взаємодії між полотном пилки та роликами дорівнюють: для ролика 1 – $F_{\hat{e}_1} = F_1 \sin \alpha_1$, для ролика 2 – $F_{\hat{e}_2} = F_1' \sin \alpha_2$, де F_1 та F_1' – сили натягу в полотні пилки під час

різання деревини. З рис. 1 видно, що $tg \alpha_1 = h_1/l_1$, $tg \alpha_2 = h_2/l_2$. Ураховуючи, що кути малі, тому можна припустити $\sin \alpha_1 \approx tg \alpha_1$, $\sin \alpha_2 \approx tg \alpha_2$. Нормальні сили P на одиницю довжини осі роликів

дорівнюють: для ролика 1 – $P_1 = \frac{F_{e1}}{B_1} = \frac{F_1 h_1}{B_1 l_1}$; для ролика 2 –

$P_2 = \frac{F_{e2}}{B_1} = \frac{F_1 h_2}{B_1 l_2}$, де B_1 – ширина полотна пилки.

Далі розглянемо контакт напрямного ролика з полотном стрічкової пилки за наявності нормальної сили P та за відсутності сили тертя на площинці контакту (рис. 2, а).

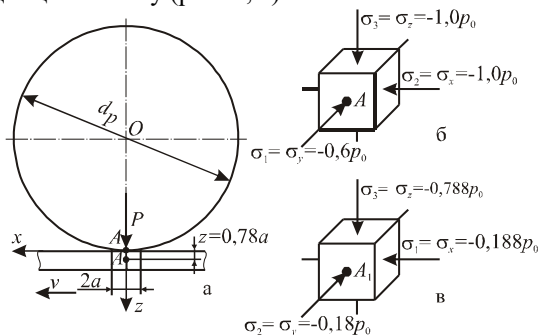


Рис. 2. Контакт напрямного ролика з полотном стрічкової пилки: а – загальний вигляд; б – головні напруження в точці A внутрішньої поверхні полотна стрічкової пилки, в – головні напруження в точці A_1 на глибині $z = 0,78a$ в полотні стрічкової пилки

Унаслідок взаємного стиску напрямного ролика та полотна пилки нормальною силою P утворюється площинка контакту, розміри якої визначають за теорією Герца. У разі плоскої деформації півширина площинки контакту, за [3], дорівнює

$$a = \sqrt{\frac{4 \cdot P \cdot R_p}{\pi \cdot E^*}}, \quad (1)$$

де $R_p = d_p / 2$ – радіус ролика, E^* – зведений модуль пружності, який

визначають за залежністю $\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}$, де μ_1, μ_2 –

коефіцієнти Пуассона матеріалів тіл, які перебувають у контакті,

E_1, E_2 – модулі пружності першого роду для матеріалів цих тіл. У разі контакту сталевих роликів та полотна пилки пружні сталі матеріалів однакові: $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,3$; $E_1 = E_2 = E = 2,1 \cdot 10^{11}$ МПа, тоді

$$E^* = \frac{E}{2(1 - \mu^2)} = 1,15 \cdot 10^{11} \text{ МПа. Контактний тиск на площинці контакту}$$

розподіляється, згідно з [3], за залежністю

$$p(x) = \frac{2P}{\pi \cdot a^2} \sqrt{a^2 - x^2}, \quad (2)$$

відповідно до якої тиск за межами площинки контакту дорівнює нулеві. Максимальний тиск у центрі площинки контакту ($x = 0$)

$$p_0 = \frac{2P}{\pi \cdot a}. \quad (3)$$

З урахуванням (1) з виразу (3) отримаємо залежність для максимального тиску на одиницю довжини осі ролика з діаметром d_p :

$$p_0 = \sqrt{\frac{2PE^*}{\pi \cdot d_p}}. \quad (4)$$

Напруження в точках полотна стрічкової пилки, які розміщені на осі z , визначають за [1] так

$$\sigma_x = -\frac{p_0}{a} \left[(a^2 + 2z^2) \left(a^2 + z^2 \right)^{\frac{1}{2}} - 2z \right], \quad (5)$$

$$\sigma_z = -p_0 a \left(a^2 + z^2 \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (6)$$

Ці напруження на поверхні площинки контакту ($z = 0$) є головними [3 – 6]. Третє головне напруження в разі плоскої деформації

$$\sigma_y = \mu(\sigma_x + \sigma_z). \quad (7)$$

Для точки на внутрішній поверхні полотна пилки в центрі площинки контакту ($z = 0, x = 0$, точка A , рис. 2, б) за виразами (5) – (7) отримаємо для головних напружень

$$\sigma_1 = \sigma_y = -0,6p_0; \quad \sigma_2 = \sigma_x = -1,0p_0; \quad \sigma_3 = \sigma_z = -1,0p_0. \quad (8)$$

Максимальні дотичні напруження на осі z згідно з [3] обчислюють за залежністю

$$\tau_1 = \frac{p_0}{a} \left[z - z^2 \left(a^2 + z^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]. \quad (9)$$

Найбільшого значення $\tau_{1\max} = 0,3p_0$ дотичне напруження набуває в точках полотна пилки на глибині $z = 0,78a$ від поверхні контакту.

Головні напруження в точках на цій глибині (рис. 2, в)

$$\sigma_1 = \sigma_x = -0,188p_0; \sigma_2 = \sigma_y = -0,18p_0; \sigma_3 = \sigma_z = -0,788p_0. \quad (10)$$

Графіки розподілу напружень $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_1$ в центрі площинки контакту ($x = 0$) за глибиною z/a контакту показано на рис. 3.

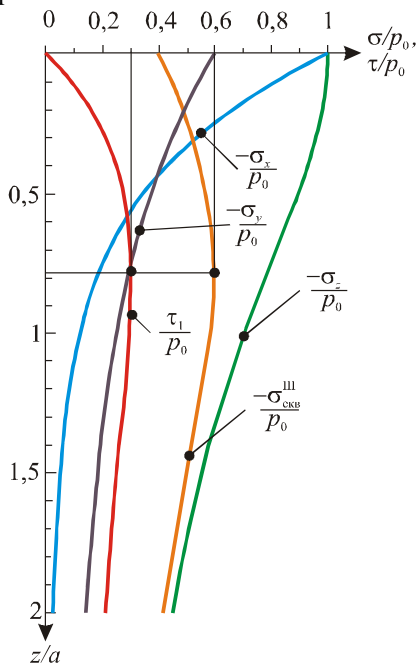


Рис. 3. Розподіл напружень в центрі площинки ($x = 0$) за глибиною контакту полотна пилки з напрямним роликком без урахування сил тертя на поверхні контакту

У разі оцінювання напруженого стану полотна пилки в точках на ділянці контактної взаємодії за третьою теорією міцності еквівалентні напруження визначають за виразом

$$\sigma_{\text{ææä}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3. \quad (11)$$

Еквівалентні напруження в точках полотна пилки на осі z , визначені за виразом (11) з урахуванням (8) та (10), набувають значень: коли $z = 0, x = 0$ $-\sigma_{\text{ææä}}^{\text{III}} = 0,4p_0$, коли $z = 0,78a, x = 0$ $-\sigma_{\text{ææä}}^{\text{III}} = 0,6p_0$. Отже, в точці полотна пилки не на поверхні контакту, а на глибині $z = 0,78a$ в центрі площинки контакту виникають максимальні еквівалентні напруження. У точках на зовнішній поверхні полотна стрічкової пилки величина еквівалентного контактного напруження дорівнює 1,7 МПа, тобто на зовнішніх шарах матеріалу

полотна пилки контактні напруження практично згасають. Графік зміни $\sigma_{\text{аєа}}^{22}$ за глибиною контакту полотна пилки з напрямним роликом зображено на рис. 3.

Еквівалентні напруження та інші розрахункові параметри на площинках контакту сталевого полотна стрічкової пилки з напрямними роликами наведено в табл. Ширина полотна пилки $B_1 = 26$ мм, діаметр напрямних роликів $d_p = 50$ мм, які розміщені на відстанях $l_1 = l_2 = 437$ мм від центрів пилкових шківів. Полотно відтиснуте обома роликами на однакову відстань від початкової горизонтальної лінії $h_1 = h_2 = h = 6$ мм.

Таблиця. Розрахункові параметри на площинках контакту полотна пилки з напрямними роликами без урахування сили тертя

№ п/п	Розрахункові параметри на площинках контакту	Одиниці вимірювання	Напрямний ролик 1	Напрямний ролик 2
1.	Сили натягу, F_1, F_1'	Н	5094	4658
2.	Нормальна сила на одиницю осі ролика, P_1, P_2	Н/м	2690	2460
3.	Півширина площинки контакту, a	мм	0,027	0,026
4.	Максимальний тиск на площинці контакту p_0	МПа	63	60
5.	Еквівалентні напруження на поверхні контакту, $\sigma_{\text{аєа}}^{III}$	МПа	25	24
6.	Еквівалентні напруження на глибині $z = 0,78a$ в центрі площинки контакту	МПа	38	36
7.	Дотичні напруження на глибині $z = 0,78a$ в центрі площинки контакту	МПа	19	18

Унаслідок того, що сили натягу на ділянках полотна пилки, які контактують з напрямними роликами, не однакові, відповідно різняться і значення контактних напружень для напрямних роликів 1 і 2. Оскільки сила натягу на ділянці вітки полотна пилки, де вона контактує з напрямним роликом 1 дещо більша, то, відповідно більшим є максимальний тиск на площинці контакту з цим роликом та

максимальні дотичні та еквівалентні напруження. Еквівалентне напруження на глибині $z = 0,78a = 0,02$ мм від поверхні контакту набуває значення 38 МПа, що становить до 20 % від напруження попереднього натягу. Наявність у точках полотна пилки на глибині 0,02 мм максимальних дотичних напружень негативно позначається на довговічності розтягнутого полотна пилки.

Максимальний тиск на поверхні контакту залежить від місця розміщення напрямних роликів, їх діаметрів та напруження попереднього натягу полотна пилки (рис. 4, рис. 5). Для графіків рис. 4 розрахункові параметри дорівнювали: діаметр $d_p = 50$ мм, відстань $h_1 = 6$ мм, ширина $B_1 = 26$ мм, товщина полотна пилки $S = 1$ мм, колова сила $F_t = 459$ Н за швидкості головного руху різання $v = 30$ м/с.

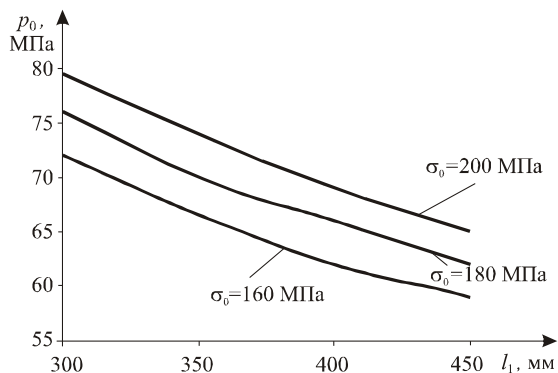


Рис. 4. Максимальний контактний тиск у центрі площинки контакту напрямного ролика з полотном пилки залежно від відстані l_1

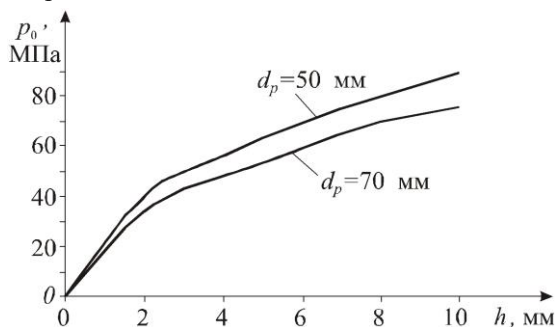


Рис. 5. Максимальний контактний тиск у центрі площинки контакту напрямного ролика з полотном пилки залежно від відстані h

На рис. 5 показано графіки зміни максимального контактного тиску p_0 залежно від величини відтискання полотна стрічкової пилки роликками з діаметрами 50 мм або 70 мм. Для графіків рис. 5 розрахункові параметри становили: напруження попереднього натягу пилки $\sigma_0 = 200 \text{ МПа}$, відстань $l_1 = 400 \text{ мм}$.

Висновки

1. У полотні стрічкової пилки в місцях дотику до напрямних роликів виникають контактні напруження. Установлено залежності величини контактних напружень від місця розміщення напрямних роликів, їх діаметрів та напруження попереднього натягу полотна пилки.
2. Проаналізовано напружений стан у точках полотна пилки за глибиною контакту з напрямними роликками. Установлено, що найбільші еквівалентні контактні напруження виникають на деякій глибині полотна пилки у центрі площинки контакту, а в зовнішніх шарах полотна практично згасають.

Література

1. Ребезнюк І. Т. Розвиток наукових основ розпилювання деревини на стрічкопилкових верстатах: дис. докт. техн. наук: 05.05.04 / Ребезнюк Ігор Тарасович. – Львів, 2009. – 375 с.
2. Кондратюк А. А. Оценка напруженного состояния ленточных пил / А. А. Кондратюк, В. К. Шилько // Известия Томского политехнического университета. – 2004. – Т. 307. – №2. – С. 138–142.
3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / Джонсон К.: [пер. с англ.] – М.: Мир, 1989. – 510 с.
4. Гурняк Л. І. Опір матеріалів: [посібник для вивчення курсу при кредитно-модульній системі навчання] / Гурняк Л. І., Гуцуляк Ю. В., Юзьків Т. Б. – Львів: “Новий світ – 2000”, 2005. – 364 с.
5. Гуліда Е.М. Прикладна механіка: [підруч. для студ. вищ. навч. закл.] / Гуліда Е.М., Дзюба Л.Ф., Ольховий І.М. – Львів: Світ, 2007. – 386 с.
6. Ольховий І. М. Про оцінку контактної витривалості зубців закритих передач машин і пристроїв пожежогасіння / Ольховий І. М., Дзюба Л. Ф., Ліщинська Х. І. // Збірник наукових праць “Пожежна безпека”. – ЛДУБЖД, УкрНДІПБ МНС України. – 2007. – №10. – С. 65 – 70

УДК 631.354

© К.М. Думенко, к.т.н.

Миколаївський державний аграрний університет

КАНОНІЧНИЙ РОЗПОДІЛ ВІКОВИХ ГРУП ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЇХ НАРОБІТКУ

В роботі наведено основні відмови в роботі зернозбиральної техніки та вибірка даних про роботу комбайнів за роками досліджень. Також приведено аналіз розподілу сезонного наробітку зернозбиральних комбайнів за загальним строком їх експлуатації.

ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИЙ КОМБАЙН, ВІКОВІ ГРУПИ, РОЗПОДІЛ.

Постановка проблеми. Стосовно зернозбиральних машин, то в їх роботі спостерігаються як поступові, так і раптові відмови, що можуть бути обумовлені невдалим конструюванням, низькою культурою технологій виробництва і недбалим відношенням до експлуатації машин.

Таким чином загальний потік відмов зернозбиральних комбайнів можна розділити і класифікувати по різним підсистемам машин в залежності від формування поступових чи раптових їх видів, конструктивних, виробничих чи експлуатаційних причин.

Дослідження стану зернозбиральних комбайнів приведено на розповсюджених комбайнах радянського виробництва ДОН–1500 і вітчизняного його аналогу Славутич КЗС–9. Незважаючи на те, що в Україні представлена і працює достатньо широка гама зернозбиральної техніки, вибір для досліджень вказаних машин обумовлений тим, що вони як ніякі інші представляють традиції конструкторських рішень і технологій виробництва притаманних вітчизняному машинобудуванню і направлені на перспективу його розвитку.

Основою виникнення і формування відмов в тому числі і сільськогосподарської техніки, до якої відносяться зернозбиральні комбайни є вплив зовнішніх і внутрішніх факторів середовища в якому працюють машини. Насамперед це силові фактори циркулюючих в механізмах потужностей, обумовлених технологічними процесами, що виконують окремі підсистеми комбайнів. Суттєвий вклад у формування відмов вносять зовнішні фактори навколишнього середовища такі, як температура, вологість, запиленість, хімічний вплив тощо. Фактором потенційної енергії руйнування слід вважати енергетичну нерівноваженість структурної будови матеріалу, з якого

виготовлюються деталі. Особливо це стосується різних видів дефектів в структурі матеріалу, включень макро– і мікро–тріщин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій вказує на недостатній рівень технологій виробництва і якості застосовуваних матеріалів, знижують надійність машин, сприяють розвитку зношувальних, втомлюючих, корозійних та інших процесів, що розширюють період збільшення інтенсивності відмов [1–4]. Фактично, існуюча зернозбиральна техніка в більшості працює при поступовому зниженню рівня надійності основних підсистем, що забезпечують технологічний процес збору врожаю.

Метою роботи є дослідження статистичного аналізу динаміки змін наробітку комбайнів від строків їх експлуатації для ефективного проведення польових робіт із збору врожаю в короткі терміни жнив.

Результати досліджень. Під дією вказаних факторів впливу формуються відмови в роботі машин і чим машини складніші, такі як зернозбиральні комбайни, тим буде інтенсивніше проявлення відмов якщо непередбачені спеціальні конструктивно–технологічні заходи по їх недопущенню, своєчасній діагностиці і усуненню.

Відмови в процесі експлуатації комбайнів можуть формуватися по–різному. Ті, що розтягнуті в часі і пов'язані зі зношенням, корозією чи втомленістю приводять до поступової втрати роботоздатності деталей і вузлів (підсистем) машин. Навпаки, раптові відмови проявляються непередбачено і, як правило, представляють собою результат різних перевантажень в системах в наслідок забивань, зміщень деталей, попадання сторонніх предметів, досягнення критичних циклів навантажень тощо.

Стосовно зернозбиральних машин, то в їх роботі спостерігаються як поступові, так і раптові відмови, що можуть бути обумовлені невдалим конструюванням, низькою культурою технологій виробництва і недбалим відношенням до експлуатації машин.

Таким чином загальний потік відмов зернозбиральних комбайнів можна розділити і класифікувати по різним підсистемам машин в залежності від формування поступових чи раптових їх видів, конструктивних, виробничих чи експлуатаційних причин.

Дослідження стану зернозбиральних комбайнів приведено на розповсюджених комбайнах радянського виробництва ДОН–1500 і вітчизняного його аналогу Славутич КЗС–9. Незважаючи на те, що в Україні представлена і працює достатньо широка гама зернозбиральної техніки, вибір для досліджень вказаних машин обумовлений тим, що вони як ніякі інші представляють традиції конструкторських рішень і

технологій виробництва притаманних вітчизняному машинобудуванню і направлені на перспективу його розвитку.

Попередніми дослідженнями [1] встановлено, що відмови по основним підсистемам комбайнів ДОН–1500 розподіляються наступним чином: жатка – 22%; молотарка – 21%; подрібнювач (копнувач) – 5%; двигун – 11%; трансмісія – 7%; привід – 17%; гідросистема – 15%; електрообладнання – 2%.

У деякій мірі дані, яких не вистачає, розподілення відмов за основними підсистемам, що формують його технологічне призначення приведені в дослідженні [2]. Однак і в одному і в другому випадку до загальної кількості відмов молотарки увійшли відмови із суміжних технологічному процесу підсистем клавішного соломотрясу, грохоту елеватора, решітного стану бункера з вивантажувальним пристроєм, що викликає необхідність проведення додаткових досліджень. Більш того, для встановлення основних показників надійності в умовах зміни технічного стану машин необхідним є виявлення не тільки абсолютних значень кількості відмов за одиницю наробітку машини (λ – характеристику). Дослідження і збір статистичного матеріалу проводились в основному в господарствах Київської, Житомирської і Черкаської областей. Під контроль в загальні було взято 23 комбайни ДОН–1500 різних строків попередньої експлуатації: від нових, які тільки введені в роботу, до тих, напрацювання яких складає до чотирьох років.

Вибірка даних по роботі комбайнів за роками досліджень представлена у вигляді побудованих графіків зміни наробітку від строків експлуатації комбайнів за їх віковими групами.

Як видно з отриманих залежностей (рис.1) найменші значення наробітку відповідають новим комбайнам які щойно вступили в роботу.

По мірі напрацювань щорічний наробіток комбайнів, що вступили в експлуатацію («0» група) мало відрізняється і складає в середньому $Q_{«0»}=589$ т. Дещо вище наробіток спостерігається на початку експлуатації машин, а далі стабілізується біля середнього значення.

Комбайни, що вступили в експеримент з попереднім річним стажем експлуатації (група «1») мали більш високий середній наробіток $Q_{«1»}=728$ т при менших відхиленнях по роках експлуатації ніж у нових машин. Тобто, для цієї групи спостерігається більш висока стабільність наробітку.

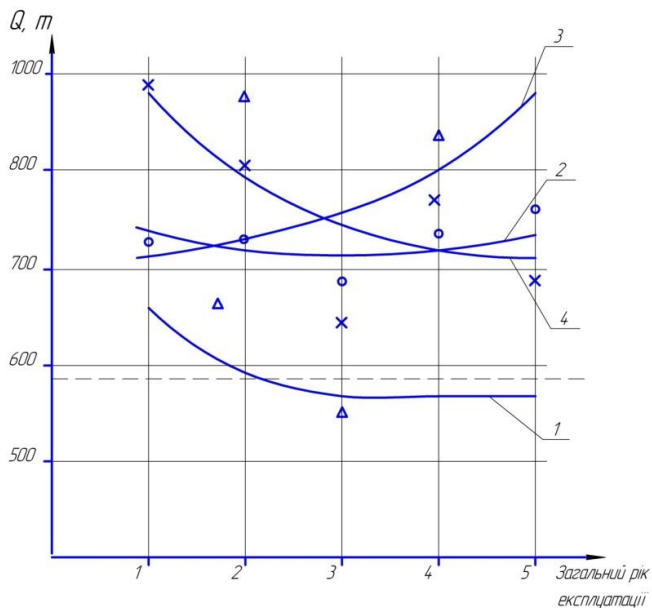


Рис. 1. Динаміка зміни наробітку комбайнів в залежності від років експлуатації: 1 – нові комбайни; 2 – комбайни після одного року експлуатації; 3 – комбайни після двох років експлуатації; 4 – комбайни після трьох років експлуатації

Ще вищі показники середнього наробітку за п'ять років експлуатації показали комбайни, що попередньо до експерименту відпрацювали два роки. Їх середній наробіток за період перевірок і контролю складав $Q_{«2»}=814$ т. Причому для них характерна наростаюча крива напрацювань відмов і відновлень робото здатності машин на даному етапі досліджень не представляється можливим.

Загальний характер динаміки зміни середніх наробітків по рокам отримано для комбайнів, що вступили в експериментальне дослідження з попереднім стажем роботи в три роки (група «3») (рис. 1, крива 4). Середній наробіток за п'ять років досліджень для цієї групи машин складає $Q_{«3»}=814$ т. Це дещо менше ніж для попередньої групи більш нових машин і, очевидно, відображує об'єктивну причину старіння техніки. В загальному комбайни цієї групи на кінець експерименту мали вісім років експлуатації.

Представляють науковий і практичний інтерес дані про вплив віку комбайнів на їх працездатність. В дослідженні приймали участь машини початкові стани яких були різні: від нових, для яких тільки

починалась експлуатація і до таких, які попередньо уже відпрацювали один, два і три сезони. Однак поставлені в рівні умови експлуатації і урожайності з метою аналізу можна провести вибірки по кількості років напрацювань для виявлення впливу терміну експлуатації (старіння машин) на їх сезонний наробіток. На підставі отриманих середніх значень сезонних наробітків побудована відповідна гістограма (рис. 2).

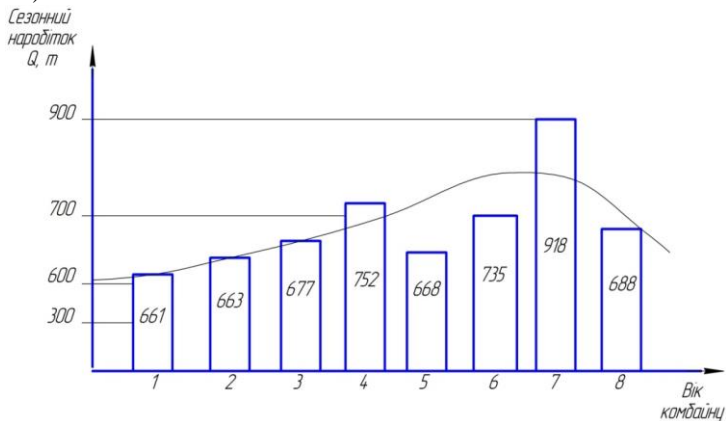


Рис. 2. Гістограма розподілу сезонних наробітків комбайнів по загальним строкам їх експлуатації

Незважаючи на значну розбіжність даних по рокам експлуатації машин загальна закономірність виявляється в тому, що найбільші сезонні напрацювання мають не нові машини. Наробіток поступово збільшується на другий і третій рік експлуатації. В подальшому, незважаючи на флуктуації наробітку, їх загальний рівень зростає приблизно на 20...25%.

Недоліком такого аналізу є те, що для комбайнів, які були поставлені на дослідження неновими з попередніми строками експлуатації в один, два і три роки, залишились невиявленої попередня їх історія роботи.

Однак опираючись на те, що вони експлуатувалися в тих же господарствах, що і до проведення досліджу, тим же персоналом і в тих же умовах, можна прийняти зовнішні фактори впливу як такі, що відносно стабільні.

Сезонний наробіток комбайнів є інтегральним показником ефективності їх роботи. В цілому його величина при рівних інших умовах залежить від щільності відмов машин і витрат часу на їх усунення (ремонт). Тому для виявлення причин змін наробітку

важливо встановити види відмов комбайнів по головним їх агрегатам (підсистема) які безпосередньо виконують технологічний процес збору врожаю.

Література

1. Смашнюк О.В. Підвищення ефективності використання зернозбиральних комбайнів в умовах господарств на основі оцінки рівня їх надійності: дисертація кандидата технічних наук / Смашнюк Олександр Васильович. – Глеваха, 2007, С – 167.
2. Демко С.А. Визначення впливу терміну використання зернозбиральних комбайнів на їх техніко–експлуатаційні характеристики: автореферат кандидата технічних наук / Демко Сергій Анатолійович. – Київ. 2007 р. С – 20.
3. Селиванов А.И. Теоретические основы ремонта и надёжности сельскохозяйственной техники / А.И. Селиванов, Ю.Н. Артемьев. – М.: Колос, 1978. С – 248.

Рецензент д.т.н, проф. Б.І. Бутаков

УДК 631.361:635.64 (477.7)

© К.М. Думенко, к.т.н, К.С. Шевченко, Є.Ю. Безуглий
Миколаївський державний аграрний університет

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУЮВАННЯ ЛІНІЇ ДЛЯ ВИДІЛЕННЯ НАСІННЯ ТОМАТІВ І БАКЛАЖАНІВ В УМОВАХ ПІВДНЯ УКРАЇНИ

У статті на основі розробленого технологічного комплексу машин приведено нову універсальну, енергоефективну технологічну лінію для отримання насіння плодовоовочевих культур, яка відрізняється тим, що з метою якісного виділення насіння томатів та баклажанів, встановлено подрібнювач–виділювач насіння планетарного типу, що дозволяє інтенсивно перетирати плоди і промивати водою подрібнену масу.

ЛІНІЯ, НАСІННЯ, ТОМАТИ, БАКЛАЖАНИ, ВИДІЛЕННЯ.

Постановка проблеми. Виробництво насіння плодовоовочевих (томати, баклажани) є однією з важливих проблем, що існує в галузі переробки сільськогосподарської продукції Півдня України. Основна

маса насіння цих культур (до 80 %) є імпортованою з країн ближнього зарубіжжя (Голландія, Угорщина, Румунія, Болгарія та інші). Решту потреби в насіннєвому матеріалі дрібні господарства забезпечують власноруч, витрачаючи на отримання 1 кг насіння 3...20 люд.год (рис. 1). Забезпечити потребу в насінні, власного виробництва основним областям, які займаються вирощуванням цих культур, неможливо витрачаючи таку кількість людської праці, якщо врахувати те, що за середніми статистичними показниками кількість необхідного насіння по кожній культурі складає до 150 т насіння на рік (табл.).

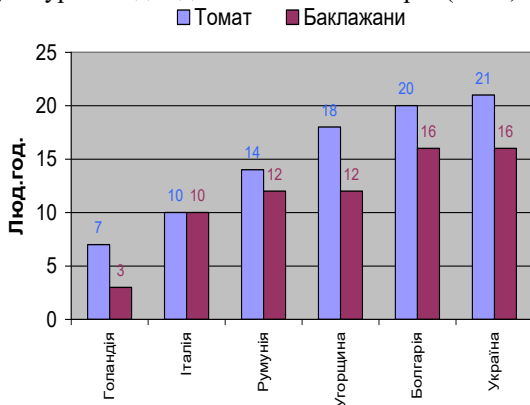


Рис. 1. Витрати людської праці на отримання 1 кг насіння

Таблиця. Зведені усереднені статистичні показники по Україні для томатів та баклажанів

Культура	Площа посівів, тис.га	Валовий збір, тис.ц.	Врожайність, ц/га	Норма насіння, кг/га	Потреба в насінні-ках, тис.ц	Потреба в насінні, кг	Площа під насінні-ками, га
Томат	52,72	582,3	57,0	3,0	1054,4	158160	18498,25
Баклажан	10,71	5656,5	107,7	4,0	285,6	42840	397,77

Проблемами механізації процесів отримання насіння плодовоовочевих культур займалися провідні вчені: І.Ф. Анісімов, В.П. Медведєв, А.В. Дураков, В.А. Лудилів, Гольдшмідт О.В., Думенко К.М та деякі інші. Більшість обладнання, яке залишилося у спеціалізованих господарствах Півдня України на теперішній час є

морально та фізично застарілим. У результаті чого більшість отриманого насіння не відповідає агротехнічним вимогам, в зв'язку з тим що з'являється велика кількість частинок рівновеликих за розміром з насінням. Чистота насіння складає лише 78...86 %, а втрати сягають 15...20 % [1, 2]. Крім того обладнання для отримання насіння даних культур потребує великої кількості води та в основному адаптоване для отримання насіння на стаціонарних лініях, що потребує додаткових транспортних витрат та приводить до підвищення собівартості виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження присвячені проблемам отримання насіння плодоовочевих культур зустрічаються в літературі наприкінці 80–х та початку 90–х років минулого століття. Це в основі своїй публікації присвячені досить застарілим технологіям, які не використовуються зараз, оскільки не задовольняють сучасні агротехнічні вимоги щодо якості отриманого насіння та його собівартості.

За останні 20 років Української державності повністю відсутні будь-які дослідження, наукові публікації пов'язані з проблемою механізації процесу отримання насіння томатів та баклажанів. Хоча за цей час, у виробництві з'явилася достатня кількість нових продуктивних сортів даних культур, для яких відсутні показники фізико-механічних характеристик, що є основою досліджень пов'язаних з розробкою сучасного обладнання для механізації процесу виробництва насіння плодоовочевих культур.

Результати досліджень. Проблемною науково-дослідною лабораторією конструювання енергоефективної сільськогосподарської техніки і технологій факультету механізації сільського господарства Миколаївського ДАУ розроблено технологічну лінію для виділення насіння томатів і баклажанів (рис. 2), яка комплектується транспортер подачі плодів, який подає плоди до подрібнювача-виділювача насіння планетарного типу, де вони інтенсивно перетираються та промиваються водою. Перетерта насіннева маса подається до гідропневматичного сепаратора, а потім у шнек з калорифером. Після чого виділене насіння подають до діелектричного сепаратора для розділення його на фракції і кінцеву очистку від дрібних домішків.

Технологічний процес виділення насіння томатів і баклажанів наступний – насінні плоди подаються транспортером і подаються до подрібнювача-виділювача насіння з планетарним бичовим механізмом, де вони інтенсивно перетираються і промиваються водою, яка подається під тиском. Насіння, дрібні частинки, сік і мезга виводяться у піддон 7 подрібнювача-виділювача, а крупні домішки і частинки не подрібнених

плодів виводяться назовні через отвори 8. Мезга і насіння з піддону 7 подається до гідропневматичного сепаратора 3, в якому насіння відмивається і опускається у нижню конічну частину сепаратора, після чого транспортером 10 насіння поступає у шнек 4, де під час транспортування насіння знаходиться в киплячому шарі (продувається теплим повітрям), яке створюється калорифером 5. Підсушена маса з домішками подається у діелектричний сепаратор 6, який ділить її на фракції з кондиційним насінням та домішками і некондиційним насінням

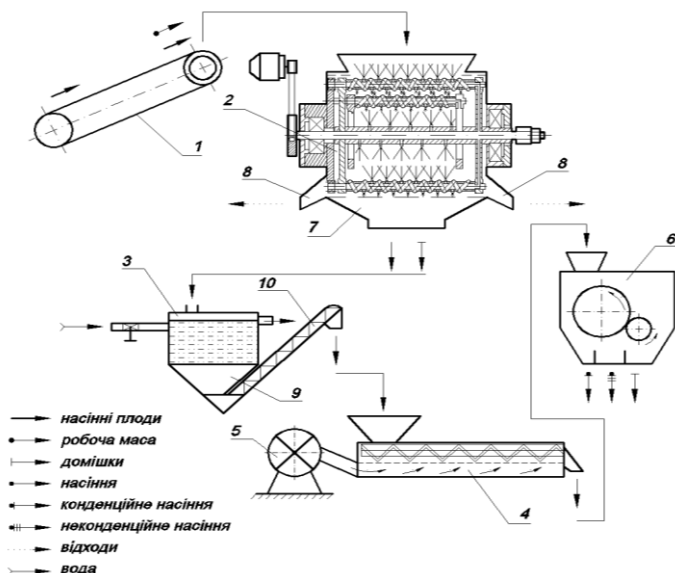


Рис. 2. Технологічна схема отримання насіння плодовоовочевих культур

В ряді існуючого обладнання для отримання насіння плодовоовочевих культур, дана технологічна лінія відрізняється мінімізованими показниками енерговитрат. Це обумовлено раціональною конструкцією подрібнювача–виділювача планетарного типу, який за принципом своєї дії найбільш близький до біологічних особливостей насінних плодів культур, що переробляються.

На сьогодні проблемною науково–дослідною лабораторією конструювання енергоефективної сільськогосподарської техніки і технологій Миколаївського ДАУ ведеться робота по обґрунтуванню конструктивних і технологічних параметрів роботи гідропневматичного та циліндричного механічного сепараторів, які

будуть введені до складу технологічної лінії для отримання насіння плодовоовочевих культур і повинні забезпечити виконання процесу доочищення насінної маси.

Висновки: Запропонована технологічна лінія має у своєму складі велику кількість стандартного обладнання, що підвищує її економічну ефективність та не приводить до ускладнення конструкції.

Комплекс обладнання технологічної лінії відрізняється від технологій розроблених раніше універсальністю, щодо виду і сорту плодовоовочевих культур для яких він створений.

Низька інерційність робочих органів обладнання для виділення та очистки насіння робить дану технологію енергоефективною та енергозберігаючою.

Впровадження даної технологічної лінії, дозволить забезпечити потреби південного регіону України у необхідній кількості якісним насінним матеріалом плодовоовочевих культур власного виробництва.

Література

1. Медведєв В.П. Механізація виробництва насіння овочевих і багачевих культур / В.П. Медведєв, А.В. Дураков – М.: Агропромиздат, 1985. –320с.
2. Анисимов И.Ф. Машини и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / Анисимов И.Ф. – Кишинев: Штиинца, 1987. – 292с.
3. Дослідження механіко–технологічних властивостей насінневих плодів солодкого та гострого перцю: Теорія і практика розвитку АПК. Матеріали Міжнародної науково–практичного форуму, 19–20 вересня 2006. – Львів, С.І. Пастушенко, К.М. Думенко 2006, т.2. – С. 302–311.
4. Деклараційний патент 17351 Україна, МПК А23N15/00. Машина для отримання насіння солодкого та гострого перцю. / К.М. Думенко, С.І. Пастушенко, О.В. Гольдшмідт, А.А. Терещенко, П.М. Домчук. – № u200603867; Заявл. 07.04.2006; Опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9.
5. С.І. Пастушенко. Аналіз і механіко–технологічна характеристика експериментального пристрою для отримання насіння овочевих культур / С.І. Пастушенко, О.В. Гольдшмідт, К.М. Думенко. Науковий вісник НАУ.– Київ.: НАУ, 2005. – Вип. 80. ч.1. – С. 41 – 50.

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 664.1.032.1

© М.В. Завірюха

Миколаївський державний аграрний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ОБҐРУНТУВАННЮ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ІНТЕГРОВАНОГО РІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ

Експериментальним шляхом обґрунтовано конструктивно-геометричні характеристики леза ножів нового інтегрованого різально-подрібнювального пристрою кукурудзозбиральних машин.

ЛЕЗО, НІЖ, РІЗАННЯ, ПОДРІБНЕННЯ, КУКУРУДЗА.

Постановка проблеми. Для сучасних кукурудзозбиральних комбайнів, як і раніше, актуальним залишається завдання подальшого вдосконалення технологічних процесів та відповідного обладнання з метою зниження його енергоємності, втрат сировини, підвищення продуктивності, поліпшення якості продукції, що переробляється. На механізми підрізання та подрібнення стебел кукурудзи витрачається більше 45% енергоємності жатної частини кукурудзозбиральних агрегатів [1]. Різання стебел — процес досить енергоємний, тому в більшості країн кукурудзяного поясу відмовилися від збирання цієї сировини, хоча вона володіє високою харчовою, біологічною та енергетичною цінністю [2]. Тому будь-які можливості скорочення енерговитрат при подрібненні листостеблової сировини повинні бути вивчені і реалізовані. Від обґрунтованості виконання цієї операції залежать енерговитрати і якість кінцевої продукції.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Обґрунтуванню критичної швидкості, яка забезпечує безпідпорне різання вільно стоячого стебла, присвячені дослідження В.П. Горячкина, Є.М. Гутьяра, Є.С. Босого, А.Ю. Ішлімського тощо [3]. В результаті проведених досліджень було встановлено, що критична швидкість різання залежить від абсолютних мас ножа і стебел — зокрема вона буде збільшуватись при зменшенні маси ножа. Дана гіпотеза буде справедлива також для підпорного різання, але зі збільшенням маси збільшується навантаження на ніж, що призводить до його швидкого затуплення, тому ці питання потребують подальших досліджень і експериментальних перевірок.

Різні автори дають різні пояснення фізичного змісту процесу різання. Однак в основу всіх аналітичних досліджень покладена схема процесу зі значним спрощенням реальних умов через складність обліку

всіх факторів, які впливають на процес різання. При цьому прийняті авторами припущення не завжди достатньо обґрунтовані. Не випадково у різних авторів спостерігаються помітні розходження в значеннях рекомендованої критичної швидкості різання. За експериментальними даними, для різних типів тонко- та товстостебельних культур критична швидкість різання для апаратів з інерційним підпором стебел коливається в межах 8—30 м/с, а для апаратів з механічним підпором — 1—3 м/с [4].

Метою роботи є обґрунтування експериментальним шляхом конструктивних характеристик леза ножів нового інтегрованого різально-подрібнювального пристрою кукурудозбиральних машин.

Результати досліджень. Зусилля різання залежить від швидкості різання, тому необхідно експериментально визначити залежність зусилля різання від швидкості різання. Для знаходження практичного значення критичної швидкості різання стебел кукурудзи необхідно провести експериментальні дослідження по статичному та динамічному перерізання стебла, впливу зазорів між ножом та протиризальною пластиною на зусилля різання, а також обґрунтувати кути різання та форму різальної кромки.

Для реалізації поставленої мети, на базі проблемної лабораторії Миколаївського ДАУ, по вдосконаленню основних робочих органів збиральних машин, проводились дослідження процесу різання стебел кукурудзи в динамічних умовах на маятниковому копрі (рис. 1), а також визначались основні геометричні параметри копра для встановлення необхідної швидкості різання.

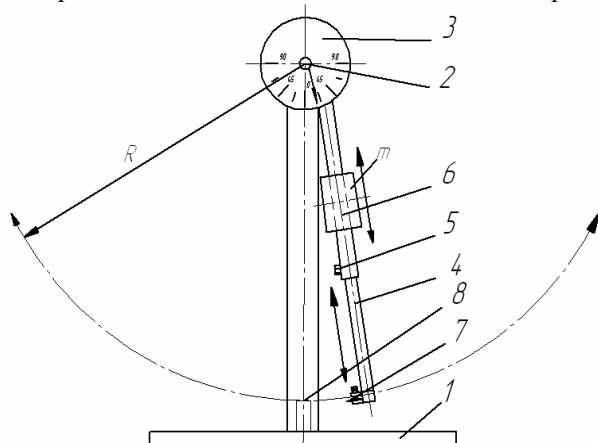


Рис. 1. Пристрій для визначення сили різання при динамічному навантаженні

Маятниковий копр складається з станини 1, на якій змонтовані вісь маятника 2 і тарувальна шкала 3 для фіксації кутів підйому маятника. На вісі закріплений маятник 4, з регульовальним пазом 5 для зміни висоти зрізу. На маятнику закріплений рухомий вантаж 6, для зміни сили інерції маятника, а також змінний різальний пристрій 7. Стебло кукурудзи закріплюється у фіксуєуючому отворі 8.

Руйнування зразків стебел кукурудзи здійснюється на маятниковому копрі (рис. 1). Випробуваний зразок – стебло, розміри якого попередньо заміряні, встановлюють на нерухому опору 8. Звільнення маятника проводиться за допомогою рукоятки засувки. Маятниковий копр, пройшовши нижнє положення і зруйнувавши зразок, повертає стрілку шкали на кут, який відповідає енергії, що збереглася в маятнику після руйнування зразка.

Для досягнення необхідної швидкості різання, тобто швидкостей при яких буде оптимально виконуватись процес різання, необхідно визначити геометричні параметри копра. Відповідно лінійна швидкість пристрою для перерізання стебел кукурудзи без урахування сили опору повітря та сили тертя в підшипниках визначається за формулою:

$$V = r \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \sum Q_i \cdot R_i \cdot (1 - \cos \alpha)}{J}}, \quad (1)$$

де r – плече маятника; Q_i – вага окремої деталі; R_i – відстань від центра ваги цієї деталі до осі обертання маятника; α – початковий кут відхилення маятника; J – момент інерції маятника відносно осі обертання.

Отже, виходячи з формули (1) видно, що для отримання максимальної швидкості різання необхідно, щоб центр ваги маятника був максимально зміщений від осі його обертання. В нашому випадку це досягається закріпленням на вісі маятника рухомого вантажу масою 10 кг.

Для визначення роботи, яка була витрачена на руйнування стебла в динамічних умовах визначається різниця потенційної енергії маятника у початковому та кінцевому положеннях, тобто до і після удару, яка знаходиться за формулою

$$A_i = Q \cdot (H_1 - H_2), \quad (2)$$

де Q – вага маятника; H_1 – висота підйому маятника до удару; H_2 – висота зльоту маятника після удару.

Виражаємо висоту підйому маятника через його радіус і кут підйому. В результаті отримуємо

$$H_1 = R \cdot \cos \alpha, \quad H_2 = R \cdot \cos \beta, \quad (3)$$

де R – довжина маятника (відстань від центру ваги маятника до його осі обертання).

Тоді робота, витрачена маятником буде визначатись за формулою:

$$A_a = Q \cdot R \cdot \cos(\alpha - \beta), \quad (4)$$

Проведені дослідження з порівняльної характеристики статичної та динамічної сили різання (рис. 2), який показав для сорту кукурудзи «Богатир», що в залежності від діаметру (площі поперечного перерізу) стебла зусилля при статичному різанні менше ніж при динамічному до 2,3 разів. При цьому параметри різального пристрою були наступні: швидкість різання 5 м/с; кут ковзання 50–52°; кут загострення 20–23°; товщина леза 1,5 мм; гострота різальної кромки була наближена до робочої (затуплена) 120–150 мкм. Отримане відношення може використовуватись в подальшому для інтегрованого різального пристрою, а саме розрахунків з перетворення статичної сили різання в динамічну і навпаки.

По результатам проведених досліджень були отримані рівняння регресії, впливу діаметра стебла кукурудзи на зусилля різання, які описуються поліномами другого порядку, з показником достовірності апроксимації, що показує високий рівень кореляції між отриманими даними.

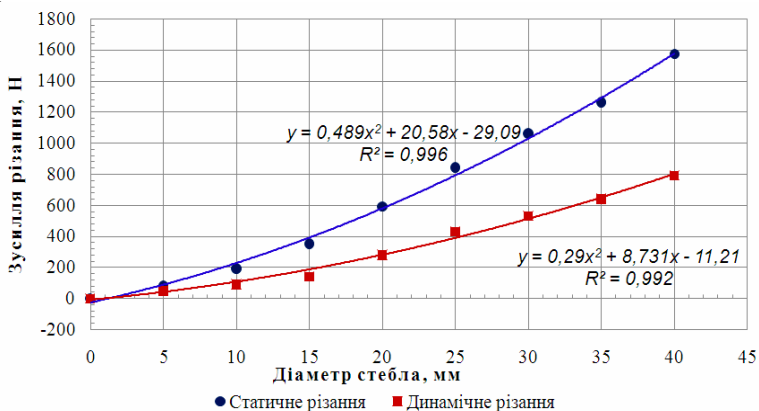


Рис. 2. Апроксимація даних залежності зусилля різання від діаметру стебла кукурудзи

На рис. 3 представлені результати досліджень впливу виду різання стебел кукурудзи на показник зусилля різання (рис. 3).

Дослідження проводились при параметрах різального пристрою, які приведені вище, але середній діаметр стебла приймаємо постійним і рівним 20 мм, змінюючи лише параметр швидкості різання. Результати показали перевагу двохпідпорного різання в порівнянні з однопідпорним та інерційним підпором стебел. Це пов'язано з тим, що вертикально стояче одиночне стебло не перерізається в суворо вертикальному положенні. При зустрічі ножа зі стеблом в момент удару відбувається одночасне зростання зусиль в ножі і розтягування стебла. У момент різання ніж багаторазово вдаряє стебло зі зменшенням амплітуди і частоти удару. При достатньому вигині стебла, коли сила інерції надасть необхідний опір подальшому відхиленню стебла, останній починає зрізатися ножом.

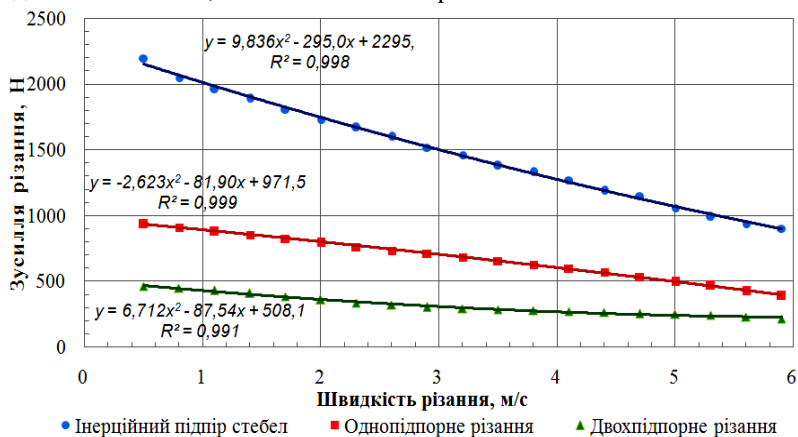


Рис. 3. Апроксимація даних залежності зусилля різання стебел кукурудзи від швидкості різання

Результати апроксимації показали високий рівень кореляції даних між зусиллям різання і швидкістю різання, а також високу величину достовірності апроксимації.

Наступними проводились дослідження по встановленню оптимальної поверхні леза ножа. Досліджувались сегментні ножі з насиченою та гладкою поверхнею (рис. 4). Умови дослідів були наступні: різання рубляче, товщина леза 1,5 мм; гострота різальної кромки була наближена до робочої (затуплена) 120–150 мкм. Насичений сегмент спочатку проколуює стебло зубцями, потім розщеплює його на окремі пучки та переламує їх біля кромки леза, подрібнюючи останні зі зломом. Було також визначено, що при

рубаючому різанні зусилля на перерізання стебла у гладкого сегменту на 13–24% менше, у порівнянні з насіченим.

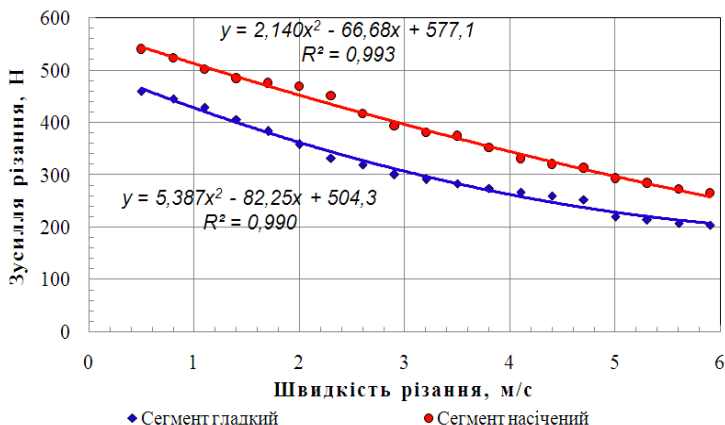


Рис. 4. Апроксимація даних залежності впливу поверхні різальної кромки на зусилля різання стебел кукурудзи

По результатам проведених досліджень були отримані рівняння регресії, впливу поверхні різальної кромки на зусилля різання, які описуються поліномами другого порядку, з показником достовірності апроксимації, що показує високий рівень кореляції між отриманими даними.

Одним із важливих показників при різанні стебел кукурудзи є – кут ковзання для різних поверхонь різальної кромки (гладкий сегмент та насічений). Були проведені також дослідження та отримані рівняння регресії, які описуються поліномом другого порядку, залежності зусилля різання від кута ковзання стебел кукурудзи (рис. 5).

Було визначено, що при значенню кутів ковзання 15–18° процес різання відбувається з однаковим зусиллям, як для насіченого так і гладкого сегменту. Межею збільшення кута ковзання є значення критичних кутів защемлення стебел, який для гладких сегментів становить 45°, а для насічених – 55° (позначені великими маркерами на рис. 5). Були отримані рівняння регресії другого порядку, які дозволяють достатньо точно описати отримані результати досліджень. Отже, оптимальні кути ковзання для насіченого і гладкого сегменту будуть відповідно становити 48–55° та 36–45°.

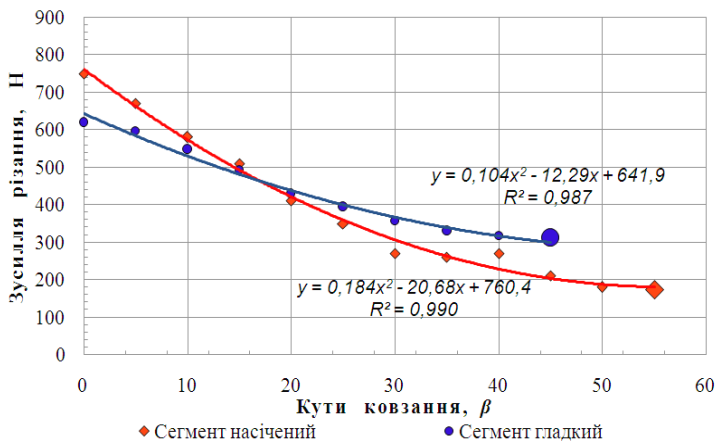


Рис. 5. Апроксимація даних залежності кута ковзання стебел кукурудзи від зусилля різання

При дослідженні процесу різання необхідним геометричним параметром, який потребує оптимізації є кут загострення різальної кромки. При проведенні досліджень було встановлено, що оптимальна величина кута загострення леза знаходиться в діапазоні 20–23° (рис. 6), що дозволяє попередити затуплення ножа та забезпечити оптимальне зусилля різання.

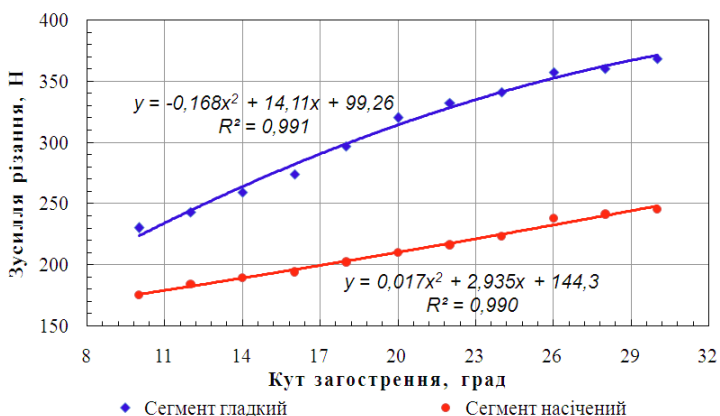


Рис. 6. Апроксимація даних залежності кута загострення сегменту від зусилля різання стебел кукурудзи

Товщина леза є вагомим показником, який впливає на показник зусилля різання і також потребує оптимізації. Обираємо для сегментів, які задіяні в жатках для зернозбиральних машин, оптимальну товщину леза в діапазоні 1,2–2 мм. Зусилля різання стебел кукурудзи, як показано на рис. 7 при даних значеннях товщини леза збільшується несуттєво.

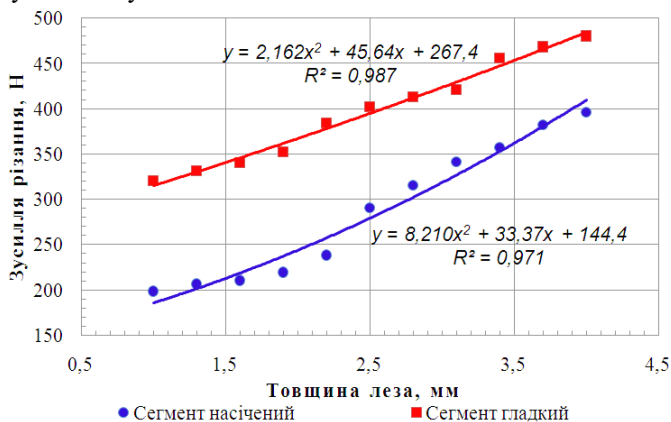


Рис. 7. Апроксимація даних зміни зусилля різання стебел кукурудзи від товщини леза

Висновок. Дані дослідження дозволяють визначити конструктивно–геометричні параметри різальної пари інтегрованого подрібнювального апарату, враховуючи також елементи надійності, які визначались при польових випробуваннях даної конструкції. Оптимальні параметри різальної пари мають наступні значення для двохпідпорного різання:

- сегмент з верхньою насиченою різальною кромкою;
- швидкість різання 4,5–6 м/с;
- оптимальні кути ковзання 48–55°;
- кут загострення 20–23°;
- товщина леза 1,2–2 мм

При цьому не враховувався показник якості загострення леза, так як після незначного напрацювання лезо затуплюється до певного значення і в подальшому майже не змінюється, тому для практичних розрахунків якості заточення леза повинна приймалась в діапазоні 130–180 мкм.

Література

1. Красниченко А.В. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин (Том 2) [Под ред. А.В. Красниченко] – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961.
2. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин / Е.С. Босой – М. : Машиностроение, 1967.
3. Трубилин Е.И., Абликов В.А. Машины для уборки сельскохозяйственных культур / Е.И. Трубилин, В.А. Абликов – Краснодар : КГАУ, 2010.
4. Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины (конструкция, теория, расчет) / И.А. Долгов – Ростов-н/Д : Издательский центр ДГТУ, 2003.
5. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1981. – 224 с.
6. Ярцева М.Б. Методика математического планирования эксперимента / М.Б. Ярцева. – М. : Наука, 1973. – 140 с.
7. Третьяк Л.Н. Обработка результатов наблюдений: учебное пособие / Л.Н. Третьяк. – Оренбург: ГОУ УГО, 2004. – 171 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 621.436

© В.І. Захарчук, к.т.н., В.В. Ткачук, к.т.н., М.Б. Стахов
Луцький національний технічний університет

РОЗРОБКА НОВОГО БІОПАЛИВА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ЙОГО ВЛАСТИВОСТЕЙ

Описана технологія отримання нового біопалива, методика його дослідження та наведені показники експлуатаційних властивостей.

БІОДИЗЕЛЬНЕ ПАЛИВО, ІЗОПРОПІЛОВИЙ ЕФІР РІПАКОВОЇ ОЛІЇ, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ.

Постановка проблеми. Проблема вичерпання нафтових ресурсів планети викликає суперечки лише з приводу термінів: песимісти вважають, що це станеться протягом 20–25 років, оптимісти

вказують на термін у 50–70 років. Але всі погоджуються в одному – розвиток людства можливий тільки за умов залучення нових джерел енергії та нових видів енергозберігаючих біотехнологій і сировини. Ситуація, яка склалась в Україні із забезпеченням її економіки недостатніми обсягами енергоносіїв власного видобутку, в умовах енергетичної залежності від Росії, гостро ставить проблему пошуку альтернативних видів палива. Та й екологічна шкода від викидів техніки, що працює на дизельному паливі, стає дедалі відчутнішою. Тому виробництво і застосування біопалив в Україні є надзвичайно актуальним питанням сьогодення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження палив, виготовлених з рослинних олій проводять відомі двигунобудівні фірми США, Великобританії, Німеччини, Швеції, Японії. В даний час в Європі виробляється більше 6,5 млн. т біопалива. Ведуться роботи щодо застосування ефірів рослинних олій як дизельного палива на теренах колишнього СРСР. Варто відзначити роботи МВТУ ім. Баумана, МДАУ ім. Горячкіна, Клайпедського університету, Національного університету біоресурсів і природокористування України, ХПІ та ін. [1]. Аналіз досліджень показав відсутність науково обґрунтованих підходів до вирішення задачі створення біодизельного палива з покращеними експлуатаційними та екологічними властивостями.

Традиційне біодизельне паливо виробляється із застосуванням метилового спирту, який є високотоксичним та небезпечним для здоров'я людей. Це суттєвий негативний фактор з точки зору екологічної безпеки при виробництві біопалива (особливо в умовах сільськогосподарського виробництва) та його використанні, адже через ефекти деструкції можливе виділення з біопалива метилового спирту, особливо при відхиленні від нормальної роботи паливної системи двигуна. Також недоліком метилового ефіру є те, що він є досить агресивною речовиною по відношенню до матеріалів деталей двигуна (метали, гума). Тому при його застосуванні вимагається заміна паливних баків, паливних шлангів та прокладок на такі, що виготовлені зі стійкого до метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) матеріалу, а також частіша заміна моторного масла.

Мета дослідження – розробка нового біопалива із покращеними властивостями та його дослідження.

Результати дослідження. В Луцькому національному технічному університеті (ЛНТУ) розроблено нове біодизельне паливо на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту. Для підтвердження технологічної ефективності та доцільності використання нового

біодизельного палива було проведено експериментальні дослідження біодизельних палив із запропонованими складами, їх температур застигання (як важливого показника експлуатаційних властивостей даних палив) на основі побудови план–матриці та реалізації багатofакторного експерименту.

За параметр оптимізації вибрано температуру застигання ($t_{\text{заст}}, ^\circ\text{C}$), оскільки даний параметр є важливим для використання біодизельного палива у зимовий період.

На основі розробленої математичної моделі було побудовано графік (рис.), на якому зображена залежність температури застигання біодизельного палива від вмісту його основних складників: ріпакової олії та ізопропілового спирту.

З наведеного рисунку видно, що найнижча температура застигання досягається при наступному співвідношенні компонентів, мас. %: ріпакова олія – 87,43; ізопропіловий спирт – 12,50; каталізатор – 0,07.

Таким чином, математична обробка проведених експериментальних досліджень підтверджує, що запропоноване співвідношення компонентів при отриманні ізопропілового ефіру ріпакової олії (ІЕРО) є оптимальним, і таке біопаливо має найнижчу температуру застигання ($-22\ ^\circ\text{C}$) у порівнянні із відомими біодизельними паливами.

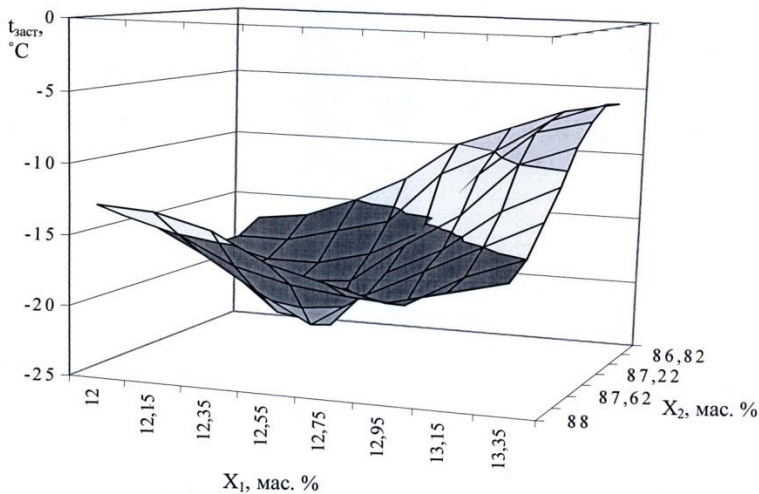


Рис. 1. Залежність температури застигання ІЕРО від вмісту ріпакової олії (X_1) та ізопропілового спирту (X_2)

За основу процесу одержання нового біопалива взято реакцію переестерифікації ріпакової олії ізопропіловим спиртом із використанням лужного каталізатора – алкоголяту калію.

Реакція переестерифікації полягає в додаванні одноатомного ізопропілового спирту до тригліцеридів при наявності основного каталізатора. Під впливом каталізатора олія переестерифіковується ізопропіловим спиртом у ізопропілові естери зі звільненням гліцерину. Звільнений гліцерин з одержаними естерами практично не змішується.

Переестерифікацію ріпакової олії ізопропіловим спиртом проводили в скляному реакторі з нижнім відокремленням гліцеринової фракції. Реакційна суміш перемішувалась скляною мішалкою за допомогою електродвигуна при температурі 60 °С протягом 6 годин. Температура підтримувалась електропідігрівною водяною банею. Прилад для синтезу нового біодизельного палива зображений на рис.

Таким чином, після закінчення реакції відбувається гравітаційне розділення суміші на два шари. У результаті проведеного експерименту отримали суміш нового біодизельного палива та гліцерину, який осідає на дні колби. За хімічним складом нове біодизельне паливо є ізопропілестерами ріпакової олії – рідиною жовто–лимонного кольору з різким запахом спирту.

Виділений гліцерин може бути підданий наступним процесам обробки на спеціалізованих підприємствах і є цінним продуктом, придатним для харчових, фармацевтичних, косметичних та інших потреб.

Встановлено, що властивості молекулярного і реологічного рівня нового біодизельного палива залежать від хімічної природи сировинних вихідних матеріалів. Базуючись на суттєвому збільшенні молекулярної рухливості в ізопропілестерах ріпакової олії зроблено висновок про перспективність їх технічного використання для експлуатації при температурах значно нижче за –10°С.

Для аналізу структури, хімічної будови запропонованого біопалива було використано діелектричний метод, ІЧ–спектроскопічний аналіз, оптичну мікроскопію. А також проведено реологічні дослідження. Дані методи дають можливість найточніше дослідити споживні властивості нового продукту.

Збільшення їх нещільно упорядкованих структур у естерах кислот ріпакової олії приводить до зниження температури застигання, що суттєво сприяє більш широкому застосуванню при експлуатації біодизельного палива на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту в зимовий період.

Визначення показників експлуатаційних властивостей проводились у трьохразовій повторюваності. Розраховувались середні арифметичні $x_{\text{ср}}$ та статистичне середнє квадратичне відхилення S_c .
Визначення густини біопалив проводилось згідно ГОСТу 3900–99.

Фракційний склад визначали на приладі для визначення фракційного складу за ГОСТ 2177–99. Він визначається такими показниками: $t_{50\%}$ – температура википання 50 % об'єму палива; впливає на його пускові властивості (разом з цетановим числом); $t_{96\%}$ – температура википання 96 % об'єму палива, є температурою кінця кипіння і визначає наявність важких фракцій, що погіршують сумішоутворення. Стандартом для дизельних палив встановлено: $t_{50\%}$ не вище +280 °С, $t_{96\%}$ не вище +370 °С.

В'язкість кінематичну визначали за методом, наведеним у ДСТУ 33–2003 за допомогою капілярного віскозиметра при температурі 20 °С.

Визначення масової частки сірки проводилось згідно ГОСТу 13380–81, яка полягає у відновленні органічно зв'язаної і елементарної сірки на активному нікелі Ренея до нікель сульфід, розкладу нікель сульфід хлоридною кислотою і визначення сірководню, який виділився титруванням розчином ртуті ацетату.

Кислотність визначали за ГОСТом 5985–79 за допомогою кислотно–лужного індикатора.

Температуру застигання визначали згідно ГОСТу 20287–91, який полягає в попередньому підігріванні палива з наступним його охолодженням із заданою швидкістю до температури, при якій паливо стає нерухомим протягом 5 с. Якщо протягом 5 с виявиться зміщення поверхні палива, то пробірку з ним поміщають у пробірку–муфту і перевіряють текучість палива після охолодження на наступні 3 °С.

Визначення граничної температури фільтрованості проводилось згідно ГОСТу 22254–92. Метод полягає у поступовому охолодженні палива до температури, при якій воно не стікає повністю у вимірвальній посудині.

Визначення зольності здійснювалось на основі ГОСТу 1461–75. Суть методу полягає в спалюванні точної наважки досліджуваного палива і прожарювання твердого залишку до постійної маси.

Експлуатаційні властивості біодизельного палива на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту досліджувались у лабораторних умовах центральної лабораторії НПК «Галичина» (м. Дрогобич). Отримані значення порівнювались із значеннями відповідних показників еталону (МЕРО), а також із значеннями показників згідно



вимог чинної нормативної документації для нафтового дизельного палива (табл.).

Таблиця. Порівняльна характеристика показників експлуатаційних властивостей біодизельних палив та дизельного палива

№ з/п	Найменування показників	Метод випробування	Норми за ДСТУ 3868–99	Дизельне паливо	Біодизельні палива	
					ІЕРО	МЕРО
1.	Цетанове число	ДСТУ 3868–99	Не нижче 45	47	49	48
2.	Густина, г/см ³ при 15 °С	ГОСТ 3900–99	Не більше 0,860	0,84	0,88	0,88
3.	Фракційний склад: 50% вик., °С 96% вик., °С	ГОСТ 2177–99	Не вище 280 Не вище 360	274 360	260 322	250 367
4.	В'язкість кінематична при 40 °С, сСт	ДСТУ 33–00	3,0–6,0 при 20 °С	5,4	16,1	5,6
5.	Масова частка сірки, %	ГОСТ 13380–81	Не більше 0,5%	0,540	0,009	0,007
6.	Кислотність, мг КОН на 100 см ³ палива	ГОСТ 5985–79	Не більше 5,0	2,7	Відс.	Відс.
7.	Температура застигання, °С	ГОСТ 20287–91	Не вище –10	–14	–22	–12
8.	Коефіцієнт фільтрованості	ГОСТ 19006–73	Не більше 3,0	2,3	1,3	1,3
9.	Гранична темп. фільтрованості, °С	ГОСТ 22254–92	Не вище –5	–5	–1	–2
10	Зольність, %	ГОСТ 1461–75	Не більше 0,01	0,002	0,012	0,011

Оптимальне значення цетанового числа (ЦЧ) для сучасних дизельних двигунів становить 45–55 од. Тобто ЦЧ запропонованого біопалива та еталону знаходяться в межах норми. Це забезпечить легкий пуск двигуна і режим "м'якої" роботи.

В'язкість нового біопалива значно вища у порівнянні з відповідним значенням нормативних вимог, що утруднює подачу палива та сумішоутворення. Це є недоліком ІЕРО. Проте підвищена в'язкість забезпечить добре змащування поверхонь тертя двигуна, попереджаючи спрацювання дорогих високоточних деталей паливної апаратури.

Температура застигання ІЕРО удвічі нижча, ніж у відомого МЕРО, і у 2,2 рази нижча, ніж вимагає ДСТУ для нафтового дизельного палива марки "Л".

Висновки. Математичним планування експерименту визначено оптимальний склад нового екологічно безпечного біодизельного палива. Із наведених даних можна зробити висновки, що показники експлуатаційних властивостей запропонованого палива не гірші за аналогічні для мінерального дизельного палива та біопалива на основі метилового спирту (МЕРО), за винятком в'язкості, а температура застигання вдвічі нижча (-22°C), порівняно з останнім. Використання ІЕРО в суміші з очищеним від сірки нафтовим дизельним паливом, виготовленим за європейським стандартом, дозволить покращити його змащувальні властивості.

Література

1. Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. –Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
2. Физер Л., Физер М. Органическая химия. – М.: Химия. – 1966. – 782 с.
3. Захарчук В.І. Застосування альтернативних палив в автотракторних дизелях// Энергосбережение. – 2010. – №2. – с. 26–28.
4. Zakharchuk V., Tkachuk V. Biodiesel fuel on the basis of izopropil esters of rape oil//MOTROL, volume 12, Lublin 2010, p. 188–193.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух

УДК 6.637.21

© В.М.Карпюк, к.б.н.

Луцький національний технічний університет

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОДУКТІВ ПЕРЕРОБКИ МОЛОЧНОЇ СИРОВАТКИ

У статті розглядаються способи виділення молочних сироваткових білків та їх використання.

СИРОВАТКА, ДЕНАТУРАЦІЯ, ВІДСТОЮВАННЯ, ДЕКАНТАЦІЯ, БІЛОК.

Постановка проблеми. У багатьох випадках при переробці молочної сироватки (виробництво лактози, сироватки згущеної, очищеної для безалкогольних напоїв) білки сироватки негативно впливають на якість готової продукції.

Таким чином, у процесі виробництва вказаних продуктів із сироватки, в першу чергу стараються якнайповніше виділити білки, які є проміжними продуктами для даного технологічного процесу, але повинні бути використані при виготовленні інших продуктів.

Найбільш поширеним у даний час способом виділення сироваткових білків є їх теплова або кислотна–теплова коагуляція і наступне відокремлення шляхом відстоювання з наступною декантацією, або центрифугуванням.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Використання основних компонентів (в % по відношенню до вмісту компонентів у молочній сироватці) молочної сироватки наведено в таблиці 1.

Таблиця 1. Використання компонентів молочної сироватки, %

Компоненти молочної сироватки	Молочний цукор–сирець	Сироватка згущена для безалкогольних напоїв	Альбумінове молоко	Втрати
Сухі речовини	38,0	39,0	22,0	1,0
Лактоза	50,0	36,6	12,6	0,8
Мінеральні речовини	7,0	78,1	13,0	1,9
Білки (азотові компоненти)	0,7	46,0	51,6	5,0
Жир	–	–	95,0	5,0

Сироваткові білки у вигляді альбумінового молока містять азотові компоненти, жир, мінеральні речовини, лактозу, вітаміни,

макро– і мікрокомпоненти. Стійкість глобул білків молочної сироватки зумовлена конформацією частинок, певним зарядом і наявністю гідратної оболонки. Перед виділенням білки в молоці перебувають у нативному стані. Зміни нативного стану білків характеризують явище денатурації, що відбивається на структурі і властивостях білків. Білкова глобула в процесі денатурації розгортається. Для цього потрібно зруйнувати 20–25% зв'язків, які беруть участь у формуванні глобули. Процеси денатурації супроводжується змінами конфігурації, гідратації і агрегатного стану частинок, білкова глобула стає менш стійкою.

Денатурацію білкових частинок можна викликати нагріванням. Тепловій денатурації сприяє внесення в розчин білків деяких речовин. Так при додаванні кислот і лугів реакція середовища доводиться до стану ізоелектричної точки білків, (рН 4,6), що призводить до розриву сольових зв'язків білкових частинок.

Метою досліджень є аналіз якісних показників білків молочної сироватки при різних способах їх виділення.

Результати досліджень. Сироватка після коагуляції являє собою грубодисперсну суспензію, яка складається із дисперсного середовища – власне сироватки і дисперсної фази – агломератів білків із включенням частинок жиру, мінеральних солей і інших компонентів. Розподіл частинок по фракціях залежить від способу коагуляції білків (табл.2).

Таблиця 2. Розподіл частинок по фракціях залежно від способу коагуляції білків.

Розміри частинок, мм	Вміст частинок (в % від загальної кількості) при способах коагуляції			
	Теплова	Кислотна	Кислотно–лужна	Хлоркальцієва
1,2–1,6	–	0,4	2,4	0,9
1,0–1,2	0,4	1,9	6,8	3,9
0,8–1,0	0,8	4,7	13,4	8,4
0,5–0,8	6,9	14,8	29,2	18,0
0,4–0,5	15,9	29,8	18,1	25,9
0,3–0,4	19,6	29,4	19,2	24,3
0,2–0,3	29,2	29,6	20,0	18,9
0,1–0,2	20,4	15,4	9,4	12,4

Густина сироватки при робочій температурі розділення суспензії 85–90°С складає 1,005 г/см³. Густина виділених пластівців білків дорівнює 1,045–1,060 г/см³ і залежить від вологості, яка змінюється від 80 до 85%.



Загальні положення щодо розділення суспензій базується на різниці густини дисперсного середовища і дисперсної фази. Розділення може бути здійснене шляхом декантації (зняття з осаду), фільтрації чи за рахунок відцентрованої сили. Фільтрацію майже не застосовують, тому що білкові частинки швидко забивають фільтри і процес фільтрування сповільнюється, а потім припиняється повністю.

Середня швидкість відстоювання пластивців приблизно складає 2,5см/хв. Необхідний час відстоювання залежить від швидкості відстоювання і висоти відстійника.

Відстоювання з наступною декантацією досить широко застосовується в промисловості. Виділений концентрат сироваткових білків містить до 8% сухих речовин і одержав назву альбумінове молоко.

В таблиці 3 подаються склад і якісні показники альбумінового молока.

Таблиця 3. Склад і якісні показники альбумінового молока та білкової маси

Показники	Альбумінове молоко	Білкова маса
Вміст сухих речовин,%	7,97–8,2	20,5
В т.ч. білків	2,91–3,01	16,8
Лактози	4,33–4,9	4,1–4,2
Мінеральних речовин	0,49–0,59	0,4–0,45
Жиру	0,23–0,26	0,07
Кислотність:титрована	51,5–56,0	85–95
Активна	4,64–4,68	–
Густина г/см ³ .	1,027	–

Крім того, як видно із таблиці 3 в сухій речовині альбумінового молока міститься від 2,0 до 3,0% білків, в межах 4% лактози, біля 0,5% мінеральних речовин і 0,23–0,26% молочного жиру. Густина альбумінового молока 1,027 г/см³. Титрована кислотність в межах 51–56 т. Співвідношення компонентів (білки лактоза) в альбуміновому молоці залежить від масової частки сухих речовин. Це співвідношення зростає з підвищенням вмісту сухих речовин. У альбуміновому молоці є наявні в оптимальних кількостях такі не замінімі амінокислоти, як: триптофан, метіонін, лізин, цистин, гістидин. Порівнюючи з іншими білками, співвідношення цих амінокислот у білках альбумінового молока є один з найкращих. Альбумінове молоко після одержання охолоджують до 8°C і зберігають

до 5–ти діб. При використанні способів очищення сироватки методом центрифугування відбувається більш повне виділення сироваткових білків, менше сироватки втрачається з осадом білка. Сироваткові білки виділяються у вигляді білкової маси з вмістом сухих речовин від 15 до 20%.

Якість відцентрованого очищення від білкових пластівців залежить від температури суспензії. В таблиці 4 наводяться дані, одержані при очищенні підсирної сироватки методом центрифугування.

Таблиця 4. Якість відцентрованого очищення сироватки способом центрифугування

Температура сепарування, °С	Середній вміст завислих сполук у сироватці після сепарування, мг/100 мл
40	27
60	30
80	44
90	52

Як свідчать дані таблиці 3, доцільно проводити сепарування сироватки при температурі до 60°С суспензії.

Висновки. Із викладеного витікає, що при різних способах одержання молочних сироваткових білків вони мають високі якісні і кількісні показники, які зростають при збільшенні у вихідному продукті частки сухих речовин і в цілому до підвищення біологічної цінності готового продукту.

Література

1. Голячук С.Є. Дідух В.Ф., Карпюк В.М. (за редакцією Карпюка В.М.) Основи технології переробки тваринницької продукції, Навчальний посібник. –Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2009.
2. Машкін М.І. Молоко і молочні продукти.–К «Урожай»,1996.
3. Твердохлеб С.В. и др. Технология молока и молочных продуктов.–М., 1991.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

© Р.В. Кірчук, к.т.н., Л.Ю. Забродоцька, А.А. Ящук
 Луцький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ СИПКИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ У РУХОМОМУ ШАРІ

В статті представлено модель, яка описує усталений процес сушіння рухомого шару сипкого сільськогосподарського матеріалу. Одержано результати розрахунку на основі запропонованої моделі.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, СУШІННЯ, РУХОМИЙ ШАР, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИЙ МАТЕРІАЛ.

Постановка проблеми. Для якісного зберігання врожаю сільськогосподарських культур, його вологість не повинна перевищувати кондиційну. Досягнути потрібної вологості часто неможливо без застосування засобів штучного сушіння. В той же час, штучне сушіння сільськогосподарських матеріалів пов'язане з великими енергозатратами, а неправильні режими сушіння призводять до зниження якості матеріалу, нерівномірності сушіння і неефективного використання енергії сушильного агента [1, 2, 3, 4]. Розробка математичної моделі процесу сушіння, з врахуванням особливостей технології сушіння, дозволить вийти на найбільш раціональні режимні параметри роботи, забезпечивши раціональне використання сушильного агента.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням процесу сушіння шару сільськогосподарських матеріалів з розробкою математичної моделі процесів тепло– і масообміну присвячені роботи Аніскіна В.І., Крауспа В. Р., Окуня Г. С., Котова Б. І. Зокрема розроблена модель, що описує процес сушіння нерухомого щільного шару матеріалу, описаний системою диференціальних рівнянь [1]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + 3600 \cdot v_{ca} \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = - \frac{\gamma_m \cdot c_m}{\gamma_{ca} \cdot c_{ca}} \cdot \frac{\partial \theta}{\varepsilon \cdot \partial \tau} - \frac{\gamma_m \cdot r'}{\gamma_{ca} \cdot c_{ca} \cdot \varepsilon} \cdot \frac{\partial w}{\partial \tau} \cdot \frac{1}{100}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} = - \frac{\gamma_{ca} \cdot \varepsilon}{10 \cdot \gamma_3} \left(\frac{\partial d}{\partial \tau} + 3600 \cdot v_{ca} \cdot \frac{\partial d}{\partial x} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + 3600 \cdot v_{ca} \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = - \frac{\alpha_g \cdot \gamma_3}{\gamma_{ca} \cdot c_{ca} \cdot \varepsilon} \cdot (t - \theta), \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} = -K \cdot (w - w_p), \quad (4)$$

де t – температура сушильного агента, °С; τ – час, год.; v_{ca} – швидкість сушильного агента, м/с; x – просторова координата, м; γ_m, γ_{ca} – об’ємна маса матеріалу і сушильного агента, кг/м³; c_z, c_{ca} – питома теплоємність зерна і сушильного агента, кДж/(кг·К); θ – температура матеріалу, °С; ε – шпаруватість насіннєвого шару; w – вологість матеріалу, %; r' – теплота пароутворення води, кДж/кг; d – вологовміст сушильного агента, г/кг с. п.; α_g – коефіцієнт тепловіддачі, ккал/(кг·год); K – коефіцієнт сушіння, год⁻¹; w_p – рівноважна вологість зерна, %;

В основі рівнянь (1–4) лежить спрощений механізм тепло– і масообміну (волога в насінині знаходиться в рідкому стані, тепло– і масообмін відбувається лише між сушильним агентом і частинками матеріалу, температурний градієнт у середині окремих частинок дуже малий, теплообмін між сушильним агентом і матеріалом здійснюється конвекцією)

Рівняння (1) відображає закон збереження енергії в процесі сушіння, (2) – закон збереження речовини, (3 і 4) – закони тепло– і масообміну між матеріалом і сушильним агентом.

Також відома модель, що описує процеси тепло– і масообміну для шахтних сушарок [6]:

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + 3600 \cdot v_m \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x} = -\beta \cdot m \cdot \frac{76}{\gamma_m \cdot v' \cdot b} \cdot (P_u - P_n), \quad (5)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} = 3600 \cdot v_m \cdot \frac{\partial w}{\partial x} = -\frac{\gamma_{ca} \cdot \delta}{10 \cdot \gamma_m} \cdot \left(\frac{\partial d}{\partial \tau} + 3600 \cdot v_{ca} \cdot \frac{\partial d}{\partial x} \right), \quad (6)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + 3600 \cdot v_{ca} \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = -\frac{\alpha_g \cdot \gamma_m}{\gamma_{ca} \cdot \delta \cdot c_{ca}} \cdot (t - \theta), \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial t}{\partial \tau} + 3600 \cdot v_{ca} \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = & -\frac{\gamma_m \cdot c_m}{\gamma_{ca} \cdot \delta \cdot c_{ca}} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + 3600 \cdot v_m \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \\ & + \frac{\gamma_m \cdot r'}{100 \cdot \gamma_{ca} \cdot \delta \cdot c_{ca}} \cdot \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} + 3600 \cdot v_m \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \right), \end{aligned} \quad (8)$$

де v_m – швидкість матеріалу, м/с, b – барометричний тиск агента, мм.рт.ст, β – коефіцієнт випаровування води з вільної поверхні, г/(год·м²·мм.рт.ст.), m – частка геометричної зовнішньої поверхні зерна, з якої відбувається випаровування за законом Дальтона, δ – коефіцієнт

шпаруватості зернової маси, v' – відношення об'єму зернової маси до зовнішньої поверхні зерна, P_n – тиск начиченої пари, мм.рт.ст.

Сушіння рухомого шару матеріалу має свої особливості і досліджене недостатньо.

Мета дослідження. Метою роботи є розробка математичної моделі усталеного процесу сушіння рухомого шару сипкого сільськогосподарського матеріалу в сушарках безперервної дії, яка описує процеси тепло– та масообміну між шарами матеріалу і сушильним агентом і дозволяє встановити найбільш раціональні параметри сушіння.

Результати дослідження. В результаті аналізу існуючих моделей, що описують процес сушіння сипких матеріалів в нерухомому шарі [5], моделі сушіння для шахтних сушарок [6], була запропонована математична модель усталеного процесу сушіння рухомого шару матеріалу у вигляді системи диференціальних рівнянь (9–12).

$$v_m \cdot \frac{\partial w}{\partial x} = v_{ca} \cdot \frac{\partial D}{\partial x} \cdot \frac{\gamma_{ca} \cdot \varepsilon}{10 \cdot \gamma_m}, \quad (9)$$

$$3600 \cdot v_{ca} \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = -\alpha_g \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_{ca} \cdot \varepsilon \cdot c_{ca}} \cdot (t - \theta), \quad (10)$$

$$v_{ca} \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = -v_{ca} \cdot \frac{\gamma_m \cdot c_m}{\gamma_{ca} \cdot \varepsilon \cdot c_{ca}} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{r'}{100 \cdot c_m} \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \right), \quad (11)$$

$$v_m \cdot \frac{\partial w}{\partial x} = -K \cdot (w - w_p), \quad (12)$$

Схематично процес сушіння для запропонованої моделі представлений на рис. 1. Тривалість сушіння визначається швидкістю переміщення шару матеріалу в зоні дії сушильного агента. Матеріал і сушильний агент, переміщуючись в процесі сушіння, змінюють свої параметри в просторі і часі, при цьому параметри сушіння (вологість матеріалу w_m , вологовміст сушильного агента d_m , температура матеріалу θ_m і сушильного агента t_m), прив'язані до заданої координати x_m , шару матеріалу висотою $h = x_{max}$, будуть усталеними і незмінними з часом, на відміну від процесу сушіння в нерухомому шарі.

Розв'язок системи з чотирьох диференціальних рівнянь, що містить чотири невідомі величини: вологість матеріалу w , температура матеріалу θ , температура сушильного агента t і вологовміст сушильного агента d , може бути одержаний з застосуванням числових методів розв'язку диференціальних рівнянь на ЕОМ. Для розв'язку

рівнянь використовували систему динамічного моделювання Model Vision Free 3.2 (рис. 2.).

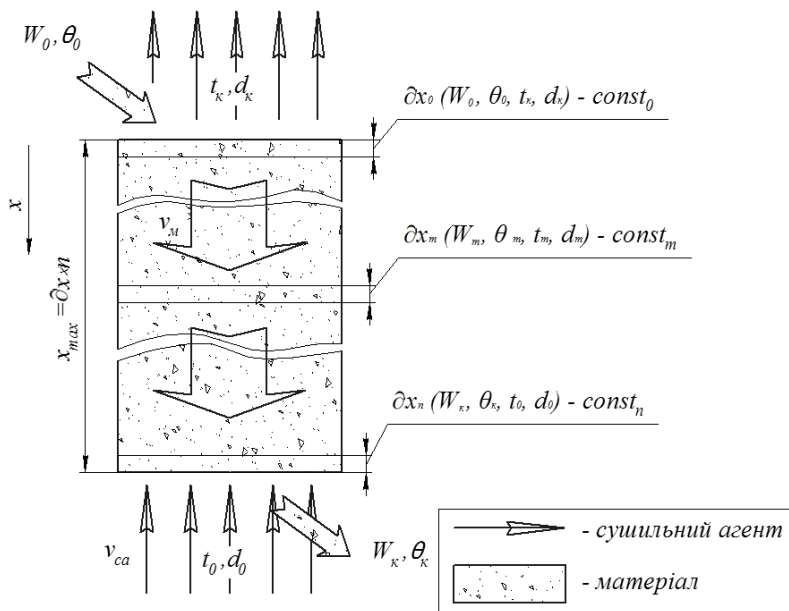


Рис. 1. Схема процесу сушіння, що описується запропонованою моделлю

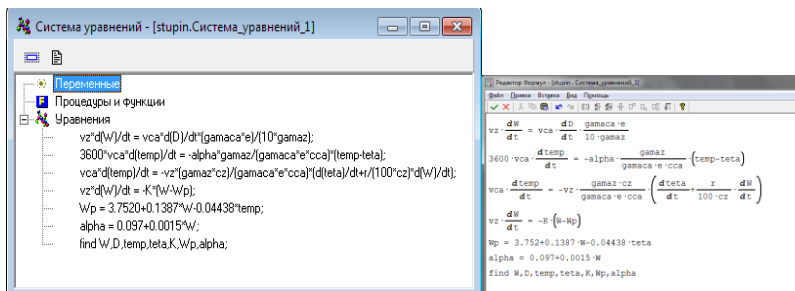


Рис. 2. Розв'язок системи диференціальних рівнянь за допомогою системи Model Vision Free 3.2

Для розв'язку приймали наступні вихідні дані:

- початкова відносна вологість матеріалу, $w_0=33\%$;
- початкова температура матеріалу, $\theta_0=25^\circ\text{C}$;

- вологовміст сушильного агента $d_k=9$ г/кг с.п. ;
- щільність сушильного агента, $\gamma_{ca}=0,980$ кг/м³;
- щільність матеріалу, $\gamma_m=200$ кг/м³;
- швидкість переміщення матеріалу в напрямку координати x , $v_{,m}=0,05$, м/с;
- швидкість сушильного агента $v_{ca}=2$, м/с;
- шпаруватість, $\varepsilon=0,7$;
- питома теплоємність сушильного агента, $c_{ca}=1,004$ кДж/(кг·К);
- питома теплоємність матеріалу, $c_m=1,8$ кДж/(кг·К);
- рівноважна вологість для дрібнодисперсних насінневих сільськогосподарських матеріалів w_p , змінюється залежно від температури і вологості повітря і визначалася з залежності $w_p=3,752+0,1387 \cdot w-0,04438 \cdot \theta$, % [7];
- початкова температура сушильного агента, $t_0=45^\circ\text{C}$; при цьому $t_k \geq \theta_0$, $\theta_k \leq t_0$;
- питома теплота пароутворення води, $r'=2330$, кДж/кг;
- коефіцієнт сушіння визначали з емпіричної залежності:
 $K=5,55 \cdot \sqrt{\theta/100}-0,796 \cdot \theta/100$, год⁻¹ [5];
- коефіцієнт тепловіддачі визначали за формулою [7]:
 $\alpha_m=0,097+0,0015 \cdot w$, ккал/(кг·год).

В результаті розрахунку для заданих параметрів матеріалу і сушильного агента одержано графіки (рис.3), що відображають залежність вологості матеріалу w , температури матеріалу θ , температури сушильного агента t і вологовмісту сушильного агента d від просторової координати x в результаті сушіння за принципом протитечії, при переміщенні матеріалу в напрямку цієї координати.

Висновки. Найпоширенішими для сушіння сільськогосподарських матеріалів є сушарки конвективного типу. Питомі витрати енергії на сушіння матеріалу змінюються залежно від типу сушарки, властивостей і параметрів матеріалу, що піддається сушінню. Технологічний процес роботи більшості типів як відомих, так і нових типів сушарок конвективної дії передбачає переміщення матеріалу в процесі сушіння. На основі відомої моделі сушіння щільного шару матеріалу було запропоновано модель тепло– і масообміну усталеного процесу сушіння рухомого шару матеріалу. Для розробленої моделі проведено розрахунок процесу сушіння і одержано результати у вигляді графіків зниження вологості, зміни температури і вологовмісту за висотою рухомого шару матеріалу.

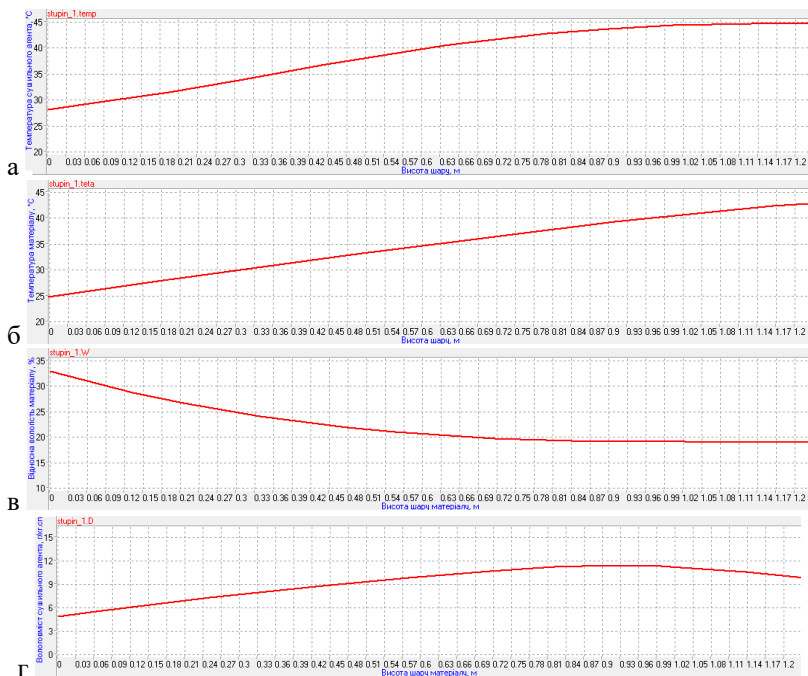


Рис. 3. Результати розрахунку системи диференціальних рівнянь: а – зміна температури сушильного агента t за висотою шару матеріалу h , б – зміна температури матеріалу θ за висотою шару матеріалу h , в – зміна відносної вологості матеріалу W за висотою шару матеріалу h , г – зміна вологовмісту сушильного агента d за висотою шару матеріалу h

Література

1. Анискин, В.И. Теория и технология сушки и временной консервации зерна активным вентилированием [Текст] / В.И. Анискин, В.А. Рыбарук. – М.: Колос, 1972 – 190 с.
2. Анискин В.И., Окунь Г.С. Технологические основы оценки работы зерносушильных установок –М. 2003. 167 с.
3. Дідух В. Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів: Монографія / Володимир Федорович Дідух. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
4. Котов Б. И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья:

Дис...д–ра техн. наук: 05.20.01 / УААН, Ін–т механізації і електрифікації с.х. / Борис Іванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.

5. Демин А. В. Метлодические рекомендации по математическому моделированию процесса сушки и охлаждения зерна в установках плотного слоя / Демин А. В. // ВІЕСХ. – М., 1977. – 42 с.

6. Краусп Р. Автоматизация послеуборочной сушки зерна. М. – Машиностроение – 1975. – 277 с.

7. Mujumdar M.S. (ed.) – Handbook of Industrial Drying. Third Edition. Edited by Arun S. Mujumdar CRC Press 2007.

8. Лыков А. В. Теория сушки / А. В. Лыков – М. : «Энергия», 1968. – 472 с., ил.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358.42

© О.М. Клендій

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

А.О. Вітровий, к.т.н.

Тернопільський національний економічний університет

ВДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО СТАНУ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

В статті наведено огляд конструкцій запобіжних пристроїв гвинтових конвеєрів, які забезпечують відновлення їх робочого стану після виникнення перевантаження, а також представлено схему експериментального стенду для дослідження параметрів та режимів роботи при перевантаженому робочому органі широкосмугового шнекового транспортера

РЕВЕРСНІ ЗАПОБІЖНІ ПРИСТРОЇ, ШНЕКОВИЙ ТРАНСПОРТЕР, МУФТА.

Постановка проблеми. Шнекові транспортери знайшли досить широке застосування при переміщенні сипких і кускових матеріалів в різних виробничих процесах. В той же час при переміщенні важко подрібнювальних матеріалів внаслідок наявності зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби можливі заклинювання гвинтового робочого

органу. Для відновлення робочого стану конвеєра необхідно вивести заклинене ребро шнека від контакту з матеріалом, а в подальшому елементи приводу повинні забезпечити своє початкове положення для транспортування матеріалу в зону вивантаження.

Для забезпечення реверсування заклиненого робочого органу їх привід здійснюється за допомогою планетарних запобіжних пристроїв, які дозволяють зворотне провертання шнека від незначного кутового провертання до декількох повних обертів з наступним відновленням початкового положення.

Також можливий спосіб осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу за допомогою кулькових запобіжних муфт з профільними виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз відомих досліджень [1, 2] показав, що основними недоліками існуючих планетарних запобіжних пристроїв, які забезпечують реверсування перевантажених робочих органів є їх висока матеріаломісткість, а також конструктивна складність, яка пов'язана як з їх виготовленням, так і складанням. Другим суттєвим недоліком таких запобіжних пристроїв є підвищені динамічні навантаження, внаслідок значних сил інерції ведених ланок приводу та робочого органу.

Мета дослідження. З метою підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів необхідно провести аналіз існуючих реверсних запобіжних пристроїв, які забезпечують саморозвантаження заклиненого робочого органу, а також розробити схему експериментального стенду для дослідження параметрів та режимів роботи широкосмугового шнекового транспортера при перевантаженому робочому органі.

Результати дослідження. З метою саморозвантаження жорстких робочих органів гвинтових конвеєрів при перевантаженні, розроблено ряд конструктивних схем реверсних запобіжних пристроїв. Їх характерною особливістю є те, що при стопорінні робочого органу і відповідно веденого валу, в роботу включається реверсний пристрій, який забезпечує саморозвантаження гвинта, провертаючи останній на частину або декілька обертів у зворотньому напрямку. При зникненні навантаження реверсний механізм виключається і гвинт починає працювати у звичайному режимі.

Типовим представником таких пристроїв є запобіжний планетарний механізм [3], зображений на рис.1. Він включає ведену півмуфту, яка складається з втулок 3 і 6. В середині корпусу встановлені ведуча 25 і ведена 18 вали – шестерні, а також сателіти 5,

які опираються торцями на шийки хрестовини 20. Втулка 3 ведучої півмуфти зв'язана за допомогою кулачкового зачеплення 2 з ведучою півмуфтою 22, встановленою на шліцевої частині ведучого валу – шестерні. Півмуфта 22 підтиснута пружиною 11, величина деформації якої регулюється гайкою 22. Втулка 6 за допомогою кулачків 11 входить в зачеплення з кулачками 7 гальмівного диску 17, який встановлений на шліцах фланця – втулки 16, що нерухомо закріплена на стійці 15. На зовнішній поверхні жорстко зв'язаних втулок 3 і 6 рухомо (в осьовому напрямку) встановлена втулка 21. Вона взаємодіє з півмуфтами 22 і 17 через опорні кульки. Втулка 21 має отвори, на поверхні яких виконані зубчасті сектори для зачеплення з гальмівними шестернями 4, які жорстко закріплені на хвостовиках сателітів 5. Упорна ланка пристрою складається з упорних елементів 9, які зв'язані через штоки 13 з гальмівним диском, а також контактує з пружиною 14. Вал шнекового транспортера 12 з'єднаний з веденим валом за допомогою шліцевої втулки 8. Пристрій закріплений до нерухомої стійки і розташований в нерухомій опорі 24.

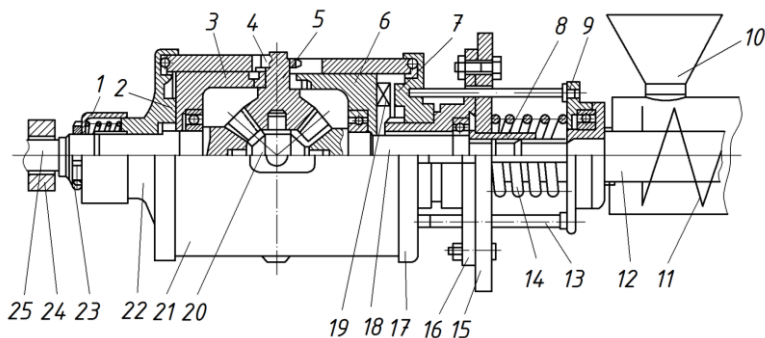


Рис. 1. Запобіжний планетарний механізм шнекового конвеєра

Завантаження матеріалу здійснюється через бункер 10 і його транспортування забезпечується гвинтом 11. При виникненні перевантаження, вал шнекового транспортера з гвинтом відтискається в осьовому напрямку, що також спричиняє осьове переміщення втулки 21, замикання кулачкової пари 7, 19 і розмикання сателітів 5 із зубчастим сектором втулки 21. При розмиканні сателіти починають обертатись відносно власних осей, що призводить до реверсування і відповідно само розвантаження гвинта. При зникненні перевантаження вал 12 під дією пружин 1 і 14 повертається в початкове положення, що призводить до замикання сателітів і технологічного напрямку обертання робочого органу.

Недоліком даного пристрою є його конструктивна та технологічна складність, ненадійність в роботі. Дана конструкція може застосовуватись лише при виникненні технологічних перевантажень, які забезпечують осьове зміщення гвинта при накопиченні матеріалу. Вона також потребує високоточних регулювань на заданий момент спрацювання, що обмежує її застосування.

Також відома конструкція захисного пристрою гвинтового конвеєра [4] (рис.2), що складається з корпусу 5 з основою 8, в середині якого розташований ведучий вал – шестерня 4, ведена конічна шестерня 10, яка жорстко з'єднана з веденим валом 3. Вал 3 виконаний за одне ціле зі шнеком 12. Шліцева втулка 9, підтиснута до основи 8 пружинами 6. В отворах шліцевої втулки з можливістю обертання встановлені сателіти 7, які входять своїми хвостовиками в отвори корпусу 5. Торцева частина веденого валу 3 розташована концентрично по відношенню до ведучого валу – шестерні, радіально виконані кулачки 1 якої знаходяться в зачепленні з кулачками 2 веденого шнекового валу 3. Шнек 12 знаходиться всередині завантажувального бункеру 11.

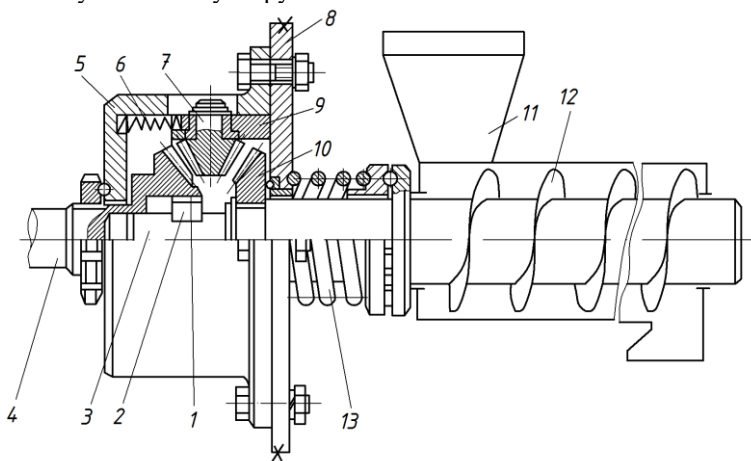


Рис.2. Захисний пристрій гвинтового конвеєра

У випадку виникнення перевантаження і відповідно осьового переміщення гвинта і валу 3, замикається диференціальний механізм 10, 7, 4 і розмикаються кулачки 2, 1. Це спричиняє реверсування і саморозвантаження робочого органу. При відносно спрощеній конструкції даний механізм має ті ж недоліки, що і попередньо розглянутий.

З метою саморозвантаження гнучких гвинтових конвеєрів незначне реверсне кутове провертання робочого органу не вирішить проблеми відновлення його робочого стану після виникнення перевантаження, а тому зворотне обертання гнучкого шнека повинно мати декілька повних обертів з наступним відновленням початкового положення планетарного захисного реверсного пристрою.

Вирішити цю проблему може запобіжний реверсний планетарний пристрій [5] (рис.3), який складається з ведучої півмуфти 1, з внутрішнім зубчастим вінцем якої входять в зачеплення циліндричні сателіти 5, які також входять в зачеплення із сонячною шестернею 2, осі 6 сателітів 5 вільно проходять через отвори диска 3, вільно встановленого на ведучому валу 24, з яким жорстко входить в зачеплення сонячна шестерня 2. Осі 6, забезпечені фланцями 20, у глухих отворах 23 яких завальцьовані кульки 22 і встановлені зі зміщенням l_1 відносно осі 6. У тих же фланцях 20 в наскрізних отворах 10 встановлені кульки 11 більшого діаметру, ніж кульки 22 із зміщенням l_2 . З іншого боку кульки 22 і 11 розташовані в лунках 12 веденої півмуфти 19, Кульки 11 більшого діаметра розміщені в лунках 12 з більшою величиною поглиблення h_2 а кульки 22 – з меншою величиною поглиблення h_1 .

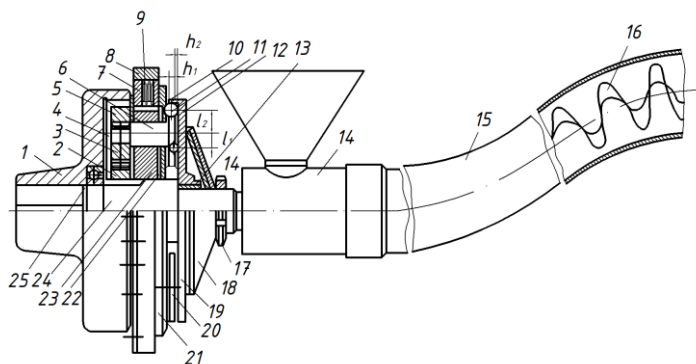


Рис.3. Запобіжний реверсний планетарний пристрій

Ведена півмуфта 19 встановлена на шліцах втулки 13 і підтиснута пружиною 18, величина деформації якої регулюється гайками 17. Осі 6 контактують з торцевою частиною ведучої півмуфти 1 за допомогою кульок 4, завальцьованих в торцях осей 6. Ведуча півмуфта 1 пов'язані з веденим валом 24: за допомогою підшипника 25. Кульки 11 більшого діаметра зі сторони, протилежної від веденої півмуфти 19, впираються в нажимний диск 21, який контактує з фрикційними елементами 9, що з'єднують проміжний диск 3 і корпус.

8. З іншого боку пакет фрикційних елементів 9 підгискає пружина 7. З веденим валом 24 з'єднаний гнучкий шнек 16, розташований в циліндричній частині завантажувального бункера 14 і гнучкому кожусі 15.

Запобіжний пристрій працює наступним чином. Обертальний рух передається від ведучої півмуфти 1 на сонячну шестерню 2 та ведена півмуфта 19 через сателіти 5 і кульки 22 і 11 на півмуфту 19 та відповідно на ведений вал 24, який обертає гнучкий шнек 16.

Пакет фрикційних елементів 9 в режимі передачі моменту знаходиться в затиснутому положенні, тобто не пов'язує проміжний диск 3 з корпусом 8. Таким чином, в процесі транспортування ведуча півмуфта 1, вал 24, сателіти 5, сонячна шестерня 2 та ведена півмуфта 19 синхронно обертаються відносно осі обертання вала і забезпечують обертання шнека 16.

У випадку перевантаження гнучкий шнек 16 закручується і момент опору на веденому валу 24 зростає. При досягненні моменту опору, рівного критичному, зупиняється вал 24, а отже, і ведена півмуфта 19. Оскільки сонячна шестерня 2 жорстко пов'язана з веденим валом 24, то вона також стопориться. Ведуча півмуфта 1, продовжуючи обертатися, змушує сателіти 5 на мить обкотитися по сонячній шестерні 2 та відповідно повернутися проміжному диску 3 відносно вала 24, оскільки осі 6 сателітів 5 проходить через отвори проміжного диска 3. Але ця обкатка відбувається доти, поки кульки 22 і 11 не вийдуть з лунок 12 веденої півмуфти 19. Це пояснюється тим, що кульки 11 більшого діаметру, вийшовши на торцеву частину півмуфти 19, переміщують натискний диск 21 в осьовому напрямку до ведучої півмуфти 1 на величину $h_2 - h_1$ і стискають пакет фрикційних елементів 9, зв'язавши корпус 8 з проміжним диском 3.

При цьому відбувається наступне. Проміжний диск 3 є нерухомим, а значить сателіти 5 не можуть обкатуватися відносно сонячної шестерні 2, а тільки обертаються відносно своєї осі, так як ведуча півмуфта 1 продовжує обертатися. Обертання відносно своєї осі сателітів 5 приводить до того, що сонячна шестерня 2 та вал 24 обертаються в зворотному напрямку, розвантажуючи спіраль шнека 16 від перевантаження. Це зворотне реверсування закінчується тоді, коли кульки 11 і 22, а також ведена півмуфта займають своє початкове положення. Тоді розмикається фрикційний зв'язок і шнек починає обертатися у зворотному напрямку, переміщуючи до місця вивантаження матеріал, який транспортується. Кількість обертів реверсування при розвантаженні можна вибрати, задаючись передаточним відношенням зубчастої передачі. Воно може бути від 4

до 10. Можлива інша кількість реверсних обертів при перевантаженні, як менше, так і більше, але це недоцільно. Кількість обертів вибирається залежно від довжини транспортування, можливого кута закручування шнека, так як, наприклад, один оберт служить тільки, щоби розкрутити гнучкий шнек, а після цього почнеться розвантаження.

Кульки 11 і 22 необхідні для того, щоб у нормальному режимі транспортування не виникав тиск кульок 11 на натискний диск 21. Різна величина заглиблення необхідна для того, щоб після того, як ведена півмуфта 19 переміститься на величину h_1 і стисне пружину 18 (це відбудеться при виході кульок 22), кульки 11 перемістяться в сторону натискного диска 21 і стиснули його на величину $h_2 - h_1$.

З метою уникнення поломок робочого органу або елементів приводу, при передачі крутного моменту, запропоновано застосувати запобіжні пристрої з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану конвеєра [6].

Для проведення експериментальних досліджень розроблено стенд для дослідження параметрів та режимів роботи при перевантаженому робочому органі ширококутового шнекового транспортера зображено на рис.4. Він містить встановлений на рамі з кронштейнами 10 шнековий транспортер, що містить направляючу трубу 7, в якій розташований шнековий робочий орган 6. Зі сторони завантаження матеріалу встановлений бункер 5, а в зоні його вивантаження вікно з регульованою заслінкою 9 та гальма валу шнека 8. Привід робочого органу здійснюється від електродвигуна 3 через запобіжний пристрій 4.

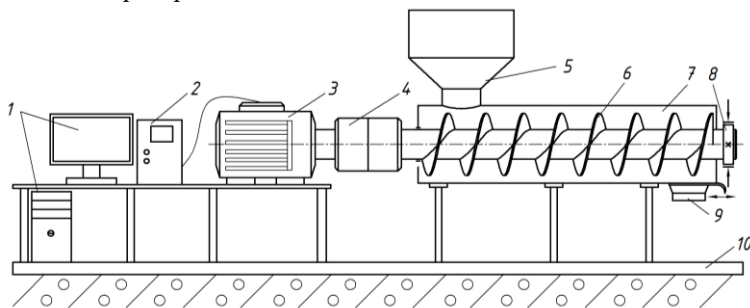


Рис.4. Принципова схема експериментального стенду для дослідження запобіжних пристроїв гвинтових конвеєрів

Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти 2 (Altivar 71) з програмним забезпеченням Power Suite v.2.5.0.

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному. Кусковий матеріал завантажується у бункер і шнековим робочим органом транспортується у зону вивантаження. Навантаження може задаватись як гальмівним елементом 8, так і перекриттям шиберної заслінки 9.

Результати досліджень при спрацюванні запобіжного пристрою у вигляді кривих зміни частоти обертання привідного валу, крутного моменту та потужності фіксуються на дисплеї комп'ютера 1.

Висновки. На основі проведенного огляду конструкцій планетарних ревесних запобіжних пристроїв виявлено їх переваги та недоліки стосовно процесів саморозвантаження гвинтових конвеєрів, робочі органи яких заклинено в процесі виконання технологічного процесу.

Запропоновано принципову схему експериментального стенду для дослідження таких типів запобіжних пристроїв з використанням перетворювач частоти (Altivar 71) обертання двигуна та програмним забезпеченням Power Suite v.2.5.0, з виведенням отриманих результатів зміни крутного моменту та потужності на дисплей комп'ютера.

Література

3. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлобрабатывающего оборудования., Киев, 1992.– 71с.

4. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. –Л.: Машиностроение, 1979. –344с.

5. А.с. 1300222, МКИ F16D 7/04. Предохранительное устройство/ А.Ю.Оболонский, Т.В.Тарасова, В.К.Сулимов, Р.Б.Гевко.– №4005093. Заявл. 06.03.86. Опубл. 30.03.87. Бюл.№12.– 4с.

6. А.с. 1437597, МКИ F16D 7/04. Предохранительное устройство/ В.К.Сулимов, Т.В.Сулимова, Р.Б.Гевко.– №4155124. Заявл. 02.12.86. Опубл. 15.11.88. Бюл.№ 42.– 3с.

7. А.с. 1456342, МКИ B65G 33/24. Предохранительное устройство/ Б.М.Гевко, Р.Б.Гевко.– №4102349. Заявл. 07.02.89. Опубл. 11.05.86. Бюл.№ 5.– 3с.

8. Пат. №63910 UA, МПК F16D 7/00. Кулькова запобіжна муфта/ Гевко Р.Б., Клендій О.М. (UA); заявник і патентовласник Тернопільський національний економічний університет (UA).– №u201103364. Заявл. 21.03.2011. Опубл. 10.01.2011, Бюл.№ 20.

Рецензент д.т.н., проф. Р.Б. Гевко

УДК 633.521:631.172

© А.С. Лімонт, к.т.н.

Житомирський національний агроєкологічний університет

ТРАНСПОРТУВАННЯ ВОРОХУ ПРИ КОМБАЙНОВОМУ ЗБИРАННІ ЛЬОНУ–ДОВГУНЦЯ

Розглянуто навантажування вороху в причеп льонозбирального комбайнового агрегату. Досліджена зміна питомої тривалості навантажування залежно від маси вороху в причепі. Наведені складові часу рейсу тракторно–транспортного засобу, що використані для визначення потреби в причепах, яка забезпечує потоковість комбайнового збирання льону–довгунця.

**ЛЬОН–ДОВГУНЕЦЬ, ВОРОХ, ЗБИРАННЯ,
НАВАНТАЖУВАННЯ, ТРАНСПОРТУВАННЯ, КОМБАЙН,
ПРИЧЕП.**

Постановка проблеми. В льоносіючих підприємствах держав, що виникли на теренах колишнього Радянського Союзу, серед способів збирання льону–довгунця відповідне місце займає і комбайнове. Для дотримання потоковості комбайнового збирання слід забезпечити вчасне транспортування вороху від працюючих льонозбиральних комбайнових агрегатів (ЛЗКА) до сушильно–переробних пунктів льонового вороху (СППЛВ). В пропонованій статті і передбачено з'ясувати деякі з питань проблеми комбайнового збирання льону–довгунця.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання наукового забезпечення транспортування вороху від працюючих ЛЗКА до СППЛВ розглядали М.Н. Биков [1], І.П. Копйов [2] та інші дослідники. З'ясувати питання транспортування вороху можливо і методично коректно можна з урахуванням виходу вороху з 1 га льонового поля. Урожайність льону–довгунця на пні коливається в межах 40...100 ц/га і за відходу урожаю у ворох при очісуванні в середньому 25% з кожного гектара можна одержати від 10 до 25 ц сирого вороху вологістю 60...30% [3]. Вміст насіння льону–довгунця у воросі коливається від 22 до 55% і при урожайності насіння 2...2,5 ц/га, 3...3,5 ц/га і 4,5...5,0 ц/га маса сухого вороху з одного гектара становить в середньому відповідно 7,5 ц, 8,5 і 10 ц [3].

З урахуванням досліджень В.А. Толковського [4] та узагальнень І.П. Копйова [2] масу сирого вороху з одного гектара $U_{св}$ (т/га) можна подати залежністю вигляду:

$$U_{\text{св}} = 10^{-3} (\rho_o + k_{\text{св}} W_{\text{св}}) (2,46 + 0,703 U_{\text{лн}}), \quad (1)$$

де ρ_o – маса сухої речовини вороху, тобто його маса при нульовій вологості, $\text{кг}/\text{м}^3$, $\rho_o = 145,5 \text{ кг}/\text{м}^3$ [4]; $k_{\text{св}}$ – коефіцієнт, що враховує склад льонового вороху, $k_{\text{св}} = 2,32$; $W_{\text{св}}$ – відносна вологість льонового вороху, %, $W_{\text{св}} = 45\%$; $U_{\text{лн}}$ – урожайність насіння льону–довгунця, $\text{ц}/\text{га}$, $U_{\text{лн}} = 5 \text{ ц}/\text{га}$.

За вказаних чисельних значень відповідних показників, що входять до залежності (1), маса сирого вороху з одного гектара льонового поля дорівнює $U_{\text{св}} = 1,5 \text{ т}/\text{га}$. Розрахунки за формулою (1) при вологості вороху 12% (відповідає сухому вороху) і урожайності насіння 5 $\text{ц}/\text{га}$ показали, що маса вороху з одного гектара становить 10,3 $\text{ц}/\text{га}$ і відповідає даним [3].

І.П. Копйов [3] при визначенні потреби в причепах для збирання і транспортування вороху рекомендує співставляти тривалість рейсу транспортного засобу (ТЗ), що транспортує ворох від ЛЗКА до СППЛВ, і тривалість його навантажування в кузов причепа у складі ЛЗКА. При цьому тривалість навантажування вороху $t_{\text{нав}}$ (год) пропонувано визначати за формулою:

$$t_{\text{нав}} = \psi V_{\text{пр}} / [(2,46 + 0,703 U_{\text{лн}}) W_{\text{гз}}], \quad (2)$$

де ψ – коефіцієнт використання місткості кузова причепа, $\psi = 0,50 \dots 0,98$ за середнього значення 0,75; $V_{\text{пр}}$ – місткість кузова причепа, м^3 (місткість кузова причепа 2ПТС–4М без надставних бортів $V_{\text{пр}} = 3,08 \text{ м}^3$); $U_{\text{лн}}$ – урожайність насіння льону–довгунця, $\text{ц}/\text{га}$ (у цьому повідомленні при розрахунках прийнято $U_{\text{лн}} = 5 \text{ ц}/\text{га}$); $W_{\text{гз}}$ – продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу, $\text{га}/\text{год}$, $W_{\text{гз}} = 0,6 \text{ га}/\text{год}$.

З використанням формули (2) визначено, що за прийнятих значень відповідних показників тривалість навантажування вороху в кузов причепа 2ПТС–4М у складі ЛЗКА становить $t_{\text{нав}} = 0,64 \text{ год} = 38,4 \text{ хв}$.

Аналіз перевезення вороху від ЛЗКА [1] показав, що найбільш доцільний варіант перевезень від групи із 4 комбайнів водночас чотирма причепами, оскільки в цьому випадку потрібно лише 2 трактори за однакового числа причепів, тоді як при перевезеннях одним причепом від кожного з 4 комбайнів окремо потрібно 8 тракторів.

Мета дослідження полягала в уточненні методики визначення потреби в ТЗ для перевезення вороху при комбайновому збиранні льону–довгунця. *Завдання дослідження:* 1) узагальнити розрахункові залежності для визначення потреби в ТЗ при обслуговуванні збиральних агрегатів та показників потоковості виконання збирально–

транспортних операцій; 2) з'ясувати складові тривалості рейсу транспортного засобу і навантажування вороху в кузов засобу; 3) дослідити статистичну зміну питомої тривалості навантажування залежно від маси транспортованого вороху; 4) дати поради виробникам льону–довгунця щодо можливої чисельності причепів для збирання і транспортування вороху при комбайновому збиранні.

Об'єкт та методика дослідження. Об'єктом дослідження був технологічний процес навантажування і транспортування вороху при комбайновому збиранні льону–довгунця. Досліджували використання ЛЗКА у складі трактора класу 1,4 та комбайна ЛК–4Т і причепа 2ПТС–4М. Навантажений ворохом причеп 2ПТС–4М за допомогою трактора класу 1,4 буксирували до СППЛВ, розвантажували на пункті і спорожненій причеп тим же трактором доставляли до загінки, в якій працював ЛЗКА. Методика досліджень з транспортування вороху полягала у використанні розрахункових залежностей, що визначають причинно–наслідкові зв'язки між споживчими властивостями ТЗ та показниками організації транспортного процесу. Визначення тривалості навантажування вороху в кузов причепа та маси вороху в причепі здійснювали за хронометражними листами використання ЛЗКА. Обробка експериментальних даних здійснена з використанням елементів кореляційно–регресійного аналізу та стандартних комп'ютерних програм.

Результати досліджень. При проектуванні організації комбайнового збирання льону–довгунця та транспортування льонового вороху визначення потреби в ТЗ $n_{ТЗ}$ можна вести за такими залежностями [5]:

– за добовим обсягом вантажних робіт і перевезень впродовж агротехнічної тривалості комбайнового збирання льону–довгунця $Q_{доб}$ (т)

$$n_{ТЗ} = Q_{доб} / (T_{м} \cdot W_{т}); \quad (3)$$

– за добовим обсягом перевезень (доп) однією транспортною одиницею $Q_{доп.ТЗ}$ (т)

$$n_{ТЗ} = Q_{доб} / Q_{доп.ТЗ}; \quad (4)$$

– за продуктивністю за годину змінного часу ЛЗКА $W_{тЗ}$ (га/год)

$$n_{ТЗ} = \left[W_{тЗ} U_{св} (2l_{в} / v_{тех} + t_{пр}) / q_{н} \cdot \gamma_{ст} \right] + 1; \quad (5)$$

– за тривалістю рейсу t_p (хв) ТЗ

$$n_{ТЗ} = t_p / (t_{нав} + t_{зтЗ}), \quad (6)$$

де $T_{м}$ – тривалість роботи на маршруті ТЗ, год; $W_{т}$ – годинна

продуктивність ТЗ, т; $U_{св}$ – маса сирого вороху з одного гектара льонового поля, т/га, $U_{св} = 1,5$ т/га; l_b – відстань транспортування льонового вороху, км, $l_b = 5$ км; $v_{тех}$ – середньотехнічна швидкість ТЗ при транспортуванні вороху, км/год, $v_{тех} = 15$ км/год; $t_{нр}$ – тривалість навантажування і розвантажування вороху за рейс ТЗ, год; q_n – номінальна вантажопідйомність ТЗ, т, $q_n = 4$ т; $\gamma_{ст}$ – статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності ТЗ, $\gamma_{ст} = 0,50$; $t_{зтз}$ – тривалість заміни наповненого ворохом причепа у складі ЛЗКА на порожній причеп, хв, $t_{зтз} = 4,3$ хв [6].

Добовий обсяг робіт з навантажування вороху льонозбиральним комбайном в кузов причепа, що дорівнює добовому обсягу перевезень вороху, можна визначити за формулою:

$$Q_{доб} = (F_{лд} \cdot U_{св}) / t_{бр}, \quad (7)$$

де $F_{лд}$ – площа посіву льону–довгунця в підприємстві, га, приймаємо $F_{лд} = 150$ га; $U_{св}$ – маса сирого вороху, що збирають з 1 га, т/га, $U_{св} = 1,5$ т/га; $t_{бр}$ – агротехнічна тривалість брання льону–довгунця і розстилання соломи при комбайновому збиранні, дні, $t_{бр} = 15$ днів.

Добовий обсяг робіт з навантажування і перевезення вороху за формулою (7) становитиме $Q_{доб} = 15$ т.

Тривалість роботи на маршруті ТЗ не повинна бути меншою основного часу роботи ЛЗКА. За тривалості зміни $T_m = 7$ год і нормативного значення коефіцієнта використання часу льонозбиральних машин $\tau = 0,72 \dots 0,84$ $T_m \geq 5,00 \dots 5,88$ год. Для розрахунків приймаємо $T_m = 7$ год.

Продуктивність ТЗ за годину можна визначити за формулою:

$$W_T = (q_n \cdot \gamma_c \cdot \beta \cdot v_{тех}) / (l_b + \beta \cdot v_{тех} \cdot t_{нр}), \quad (8)$$

де β – коефіцієнт використання пробігу ТЗ, $\beta = 0,5$.

Середньотехнічну швидкість ТЗ $v_{тех} = 15$ км/год визначали за формулою:

$$v_{тех} = 2v_{бв}v_{зв} / (v_{бв} + v_{зв}), \quad (9)$$

де $v_{бв}$ і $v_{зв}$ – технічна швидкість руху ТЗ відповідно без вантажу і з вантажем, км/год.

Методику визначення швидкостей $v_{бв}$ і $v_{зв}$ наведено у [6], а розрахунок тривалості навантажування і розвантажування причепа вели за формулою:

$$t_{нр} = t_{нав} + (t_{зтз} + t_{лдр} + t_{роз}) / 60, \quad (10)$$

де $t_{лдр}$ – витрата часу на додаткову допоміжну роботу (зважування вантажу – 1,5 хв; очищення кузова – 1,0; відкривання і закривання бортів – 2,5; оформлення документів – 1,0; маневрування агрегату – 2,0

хв), $t_{\text{ддр}} = 8$ хв [7]; $t_{\text{роз}}$ – тривалість розвантажування причепа, хв, $t_{\text{роз}} = 4$ хв [6].

Розрахунки за формулою (10) показали, що тривалість навантажування і розвантажування причепа становить $t_{\text{пр}} = 0,91$ год. Тоді за формулою (8) годинна продуктивність ТЗ на перевезенні вороху дорівнює $W_{\text{T}} = 1,27$ т, а потреба в цих засобах за формулою (3) становитиме $n_{\text{TЗ}} = 1,69$.

Добовий обсяг перевезень одним ТЗ можна визначити за формулою:

$$Q_{\text{доп.тз}} = q_{\text{н}} \cdot \gamma_{\text{с}} \cdot \beta \cdot v_{\text{тех}} \cdot T_{\text{м}} / (l_{\text{в}} + \beta \cdot v_{\text{тех}} \cdot t_{\text{пр}}) \quad (11)$$

Розрахунки за формулою (11) показали, що добовий обсяг перевезень одним ТЗ становить $Q_{\text{доп.тз}} = 8,879$ т. За формулою (4) потреба в ТЗ становитиме $n_{\text{TЗ}} = 1,69$ причепів.

Потреба в причепах для збирання і транспортування вороху з урахуванням продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу $W_{\text{TЗ}}$ (га/год) за формулою (5) становить 1,71 причепів.

Тривалість рейсу ТЗ при транспортуванні вороху можна визначити за формулою:

$$t_{\text{р}} = 120l_{\text{в}}/v_{\text{тех}} + t_{\text{ддр}} + t_{\text{впп}} + t_{\text{роз}}, \quad (12)$$

де $t_{\text{впп}}$ – витрата часу на відчіплювання і причіплювання причепа від і до трактора, хв, $t_{\text{впп}} = 7$ хв [7].

За формулою (12) тривалість рейсу ТЗ становитиме $t_{\text{р}} = 59$ хв, а за формулою (6) необхідне число причепів для забезпечення потоковості комбайнового збирання льону–довгунця становитиме $n_{\text{TЗ}} = 1,38$ причепів.

Якщо витрату часу $t_{\text{TЗ}}$ включити до тривалості рейсу ТЗ $t_{\text{р}}$ і потребу в причепах визначити за залежністю $n_{\text{TЗ}} = t_{\text{р}} / t_{\text{нав}}$, то число причепів становитиме $n_{\text{TЗ}} = 1,65$. Отже, за використання для визначення потреби в причепах залежностей (3...5) $n_{\text{пр}} = 1,7$, а при використанні останньої із залежностей $n_{\text{пр}} = 1,65$. Вважаємо, що для спрощення проектування організації льонозбирального процесу, тривалість рейсу ТЗ доцільніше визначати за формулою

$$t_{\text{р}} = 120l_{\text{в}}/v_{\text{тех}} + t_{\text{ддр}} + t_{\text{впп}} + t_{\text{роз}} + t_{\text{TЗ}}, \quad (13)$$

а необхідну кількість причепів – за залежністю

$$n_{\text{TЗ}} = t_{\text{р}} / t_{\text{нав}} \quad (14)$$

Тривалість навантажування і розвантажування ТЗ можна визначити і за методикою, що базується на використанні залежності [5]:

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{пз}} + t_{\text{т}} \cdot q_{\text{н}} \cdot \gamma_{\text{с}}, \quad (15)$$

де $t_{\text{пз}}$ – затрати підготовчо–заклучного часу на додаткові і допоміжні операції (зважування вантажу, очищення кузова, відкривання і

закривання бортів, оформлення документів, маневрування агрегату тощо), $xв$, $t_{пз} = t_{дпр} = 8$ хв [7]; t_T – затрати часу на навантажування і розвантажування 1 т вантажу, хв/т.

Затрати часу t_T (хв/т) нормовані з урахуванням класу вантажу, вантажопідйомності причепа та способу виконання вантажно–розвантажувальних робіт [7]. Навантажування вороху в причеп механізоване, оскільки здійснюється низкою робочих органів і складових елементів льонозбирального комбайна (наприклад, лопаттю очісувального барабана і вивантажувальним похилим транспортером). Розвантажування також механізоване, оскільки здійснюється перекиданням кузова причепа за допомогою гідросистеми трактора. Ворох можна віднести до вантажів третього чи четвертого класів і при використанні тракторних самоскидних причепів вантажопідйомністю 4 т норматив часу на навантажування–розвантажування для вантажів третього класу становить 3,9 хв/т і для четвертого 7,7 хв/т. Проте використання для проектування організації льонозбирального процесу зазначених нормативів має бути обмеженим, оскільки з їх застосуванням отримаємо витрату часу на навантажування і розвантажування причепа, що значно менша реальних складових цього часу.

Між питомою тривалістю $t_{нав.т}$ (хв/т) навантажування причепа 2ПТС–4М льоноворохом і масою вороху в причепі $m_{вп}$ (т) виявлений від’ємний кореляційний зв’язок з коефіцієнтом кореляції мінус 0,419. При цьому кореляційне відношення питомої тривалості навантажування по масі вороху в причепі дорівнювало 0,427. Порівняння значень коефіцієнта кореляції і кореляційного відношення досліджуваного парного зв’язку свідчать про криволінійний характер зміни $t_{нав.т}$ залежно від $m_{вп}$. Для з’ясування цього характеру експериментальні значення факторіальної і результативної ознак нанесли на графік, що наведений на рисунку.

З наведеного кореляційного поля простежується, що зміну питомої тривалості навантажування залежно від маси вороху в причепі можна описати однією з таких апроксимуючих залежностей: гіперболічною, степеневою, логарифмічною, показовою чи експоненціальною. Для кожної із вказаних функцій за методом найменших квадратів були визначені параметри відповідних рівнянь, що наближено відображають поведінку експериментальних значень досліджуваних ознак. Вибір відповідної апроксимуючої функції здійснений за R^2 –коефіцієнтом. Виявилось, що найбільш точно експериментальним даним відповідає їх вирівнювання гіперболічною функцією вигляду:

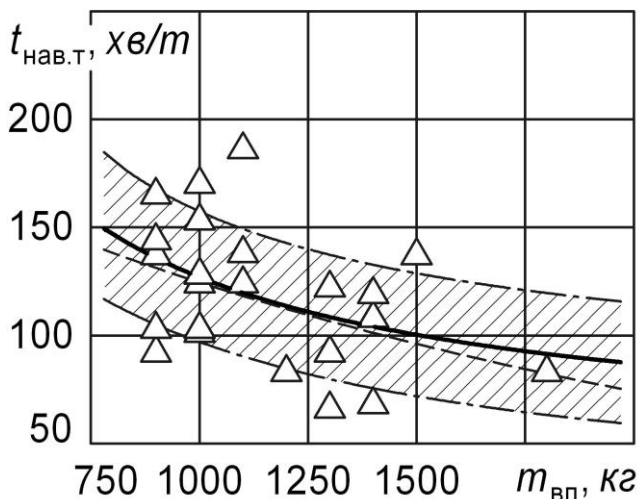


Рис. Характер зміни питомої тривалості навантажування причепа ворохом залежно від маси вороху в причепі

$$t_{\text{нав.т}} = 47,25 + 80,01/m_{\text{вп}} \quad \text{при} \quad S_y = 28 \text{ хв/т} \quad \text{і} \quad k_d = 0,182, \quad (16)$$

де $t_{\text{нав.т}}$ – питома тривалість навантажування вороху в кузов причепа 2ПТС–4М у хвилиах на тону навантаженого вороху, хв/т; $m_{\text{вп}}$ – маса навантаженого вороху у причеп, т; S_y – помилка рівняння (16) криволінійної регресії, яку визначали за значенням середнього квадратичного відхилення розподілу питомої тривалості навантажування 30,7 хв/т та чисельного значення кореляційного відношення $t_{\text{нав.т}}$ по $m_{\text{вп}}$; k_d – коефіцієнт детермінації, що визначає силу впливу $m_{\text{вп}}$ на $t_{\text{нав.т}}$.

На рисунку наведена крива, що побудована за рівнянням (16), обабіч якої вказана заштрихована зона, що побудована за значенням помилки рівняння $S_y = 28$ хв/т. В заштриховану зону увійшло 75% експериментальних даних $t_{\text{нав.т}}$ і $m_{\text{вп}}$, за якими відшукані параметри рівняння (16). За значенням коефіцієнта детермінації $k_d = 0,182$ понад 18% варіації питомої тривалості навантажування вороху зумовлено масою навантаженого вороху у причеп. З графіка, що наведений на рисунку, і рівняння (16) видно, що найбільш інтенсивно зменшується питома тривалість навантажування при збільшенні маси навантаженого вороху від 750 до 1500 кг. При збільшенні маси навантаженого вороху питома тривалість навантажування сягає свого асимптотичного значення, яке за вільним членом рівняння (16) дорівнює близько 50 хв/т (47,25 хв/т). Тривалість навантажування і розвантажування вороху

при його транспортуванні від льонозбирального комбайна з урахуванням формул (10) і (15) можна подати залежністю

$$t_{\text{пр}} = \left[(t_{\text{нав.т}} \cdot q_{\text{н}} \cdot \gamma_{\text{с}}) + t_{\text{зтз}} + t_{\text{дпр}} + t_{\text{роз}} \right] / 60. \quad (17)$$

При перевезенні вороху від ЛЗКА важливим є визначення кількості рейсів, яку може здійснити ТЗ при обслуговуванні льонозбирального комбайна. Розрахована кількість рейсів має відповідати потоку навантажених ворохом причепів від одного льонозбирального комбайна впродовж зміни його використання. Визначений потік є підставою для проектування сушильно-переробного пункту льонового вороху. Кількість рейсів ТЗ впродовж часу роботи на маршруті можна визначити за формулою:

$$n_{\text{р}} = T_{\text{м}} \cdot \beta \cdot v_{\text{тех}} / (l_{\text{в}} + \beta \cdot v_{\text{тех}} \cdot t_{\text{пр}}). \quad (18)$$

З урахуванням прийнятих і визначених значень показників, що входять до формули (18), кількість рейсів ТЗ за вказаною формулою становитиме $n_{\text{р}} = 4,17$. Вивчення потоку навантажених ворохом причепів, які надходять від одного ЛЗКА впродовж зміни його роботи, показало, що частота надходження одного причепа становить 0,26; двох – 0,30; трьох – 0,26 і чотирьох – 0,15.

Висновки. Опрацьована методика визначення числа причепів для транспортування льонового вороху при комбайновому збиранні льону-довгунця. Розглянуті і проаналізовані розрахункові залежності для визначення числа причепів, що забезпечують поточність льонозбирального процесу. Висвітлені засади визначення маси сирого вороху з одного гектара льонового поля та розрахункова залежність для визначення обсягу вантажних і транспортних операцій при збиранні льону-довгунця комбайнами. З'ясована закономірність зміни питомої тривалості навантажування вороху льонозбиральним комбайном залежно від маси навантаженого вороху в причеп у складі льонозбирального комбайнового агрегату. Виявлена закономірність описується рівнянням спадаючої гіперболічної залежності з асимптотою 47 хв/т. Визначена питома тривалість навантажування вороху може бути використана при проектуванні транспортування вороху при комбайновому збиранні льону-довгунця.

Напрямок подальших розвідок на нашу думку слід зосередити на опрацюванні передумов проектування сушильно-переробних пунктів льонового вороху при комбайновому збиранні льону-довгунця.

Література

1. Быков Н.Н. Расчет транспортных средств для перевозки

продукции от уборочных агрегатов // Н.Н. Быков // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1981. – № 1. – С. 33 – 35.

2. Копьев И.П. Производительность пунктов сушки и переработки льняного вороха при поточной комбайновой уборке льна–долгунца / И.П. Копьев // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. – Торжок, 1972. – Вып. 10. – С. 100 – 113.

3. Шрейдер М.Н. К вопросу определения оптимальной производительности ворохораздельвательной машины / М.Н. Шрейдер // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна. – М.: Московский рабочий, 1969. – Вып. 7. – С. 392 – 407.

4. Толковский В.А. Исследование льняного вороха как материала для сушки / В.А. Толковский // Тр. Всесоюз. НИИ льна. – Калинин. книжное изд–во, 1958. – Вып. 5. – С. 225 – 235.

5. Воркут А.И. Грузовые автомобильные перевозки: учеб. [для студ. вузов, обучающихся по спец. «Эксплуатация автомобильного транспорта»] / Воркут А.И. – К.: Вища шк., 1986. – 447 с.

6. Лімонт А.С. Дослідження і розрахунок транспортування вороху в льноозбиральному комбайновому комплексі / А.С. Лімонт, В.О. Ломакін // Вісн. Житомир. держ. технолог. ун–ту: технічні науки. – Житомир: РВВ ЖДТУ, 2010. – Вип. 2 (53), Т. 2. – С. 91 – 95.

7. Тракторно–транспортні роботи. Методика розрахунку та норми виробітку і витрати пального / [Вітвіцький В.В., Семененко Н.М., Лобастов І.В., Панкова А.І.]; за ред. В.В. Вітвіцького. – К.: ТОВ «Комплекс Віта», 1995. – Кн. 5. – 486 с.

Рецензент д.т.н., проф. Л.В. Лось

УДК 633.522:631.354.2.55:677.14/.17.001.41

© П.В. Лук'яненко, к.т.н.

Інститут луб'яних культур та фітофармацевтичної сировини
Національної академії аграрних наук

ОСОБЛИВОСТІ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ТРЕСТИ КОНОПЕЛЬ, ОТРИМАНОЇ ПІСЛЯ ЗБИРАННЯ НАСІННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИМ КОМБАЙНОМ

Вивчений фізико-механічний склад трести конопель, отриманої після збирання насіння зернозбиральним комбайном, здійснено обґрунтування методів оцінки, наведені якісні показники отриманого при переробці трести волокна.

КОНОПЦІ, ТРЕСТА, НАСІННЯ, ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИЙ КОМБАЙН.

Постановка проблеми. З метою механізації виробничих процесів з недавніх часів для збирання насіння конопель в Україні почали використовувати зернозбиральні комбайни [1,2]. Для цього насіннева частина стебла зрізується різальним апаратом з наступним її обмолочуванням в молотильно-сепаруючому апараті комбайна.

Після збирання насіння зернозбиральним комбайном на полі залишаються стебла нижче лінії зрізування різальним апаратом, частина з яких прикоткована колесами комбайна, зрізані стебла, які зійшли з клавіш соломотрясу на землю після обмолочування в молотарці комбайна та бур'яни, що знаходяться нижче лінії зрізування. Треста із вищезгаданих складових стебел вилежується на полі в осінній або, навіть і в зимовий періоди, якщо осінніх погодних умов недостатньо для її готовності.

З метою збирання приготовленої трести, яка є новим видом коноплесировини, в Інституті луб'яних культур розроблена нова технологія з використанням машин загального призначення [3–4], складовими елементами якої є прикотковування та згрібання стебел у валок, прикотковування валка рифленими катками, формування з валка рулонів з наступним їх навантаженням на транспортні засоби та перевезенням до пунктів переробки.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що на сьогодні не вивченим залишається питання оцінювання якості трести конопель, отриманої за нової технології її збирання.



Мета дослідження – вивчення фізико–механічного складу трести конопель, отриманої після збирання насіння зернозбиральним комбайном, та визначення способу оцінювання її якості.

Методика проведення та результати дослідження. Дослідження здійснювалися на посівах конопель з використанням для збирання насіння зернозбирального комбайна, а для збирання трести – сільськогосподарських машин загального призначення (рифлених катків, сінних грабель та прес–підбирача). Відсотковий склад компонентів рулону визначався при його розмотуванні. Вибір способу оцінювання здійснювався на основі аналізу відомих методів оцінювання трести і волокна льону–довгунця та їх пристосування до нового виду лубоволокнистої сировини.

При збиранні трести конопель весною з використанням технологічних операцій прикотковування стебел з кореня та згрібання її у валок, а також формування з нього рулону, його складовими є стебла неповної довжини (від 50 до 150 см) з частково виділеною кострицею та бур'яни (табл.1), які є наслідком саме даної технології збирання.

Таблиця 1. Склад трести конопель в рулоні при весняному її збиранні

Маса рулону, %	Вміст волокна, %	Вміст костриці, %			Вміст бур'янів та інших домішок, %
		відділеної від волокна	не відділеної від волокна	всього	
100	25–38	25–27	32–33	58–59	2–18

Стебла розміщені в хаотичному стані. Вміст волокна в рулонах може змінюватися від 25–26% до 37–38% в залежності від кількості бур'янів та кратності прикотковування при збиранні. При весняному збиранні трести конопель її вологість становить 10–11%.

Із загальної маси трести в рулоні біля 80–90% стебел після різання мають часткове видалення деревини, вони не мають паралельності, дезорієнтовані, більше половини їх мають середню довжину 100–120 см і для вироблення довгого волокна не придатні, тому їх необхідно переробляти на однотипне волокно.

Відповідно до діючого сьогодні ГОСТ 6729–60 “Треста конопляная” [5] сорто–номер трести конопель визначається в залежності від довжини, діаметра стебел та вмісту волокна в них, ступеня оброблюваності трести та розривного навантаження волокна, знятого з відрізків стебел. Коноплепродукція в рулоні, зібрана після збирання насіння зернозбиральним комбайном, відрізняється тим, що в ній не можна визначити загальну довжину стебел, оскільки при

зрізуванні насінневої частини різальним апаратом вона відсутня. Не можна також визначити діаметр стебел, оскільки після зрізування ми не знаємо, де знаходиться середина стебла, призначена для вимірювання, крім того в процесі збирання із стебел ще й видаляється деревина, тому про визначення діаметра вже не може бути і мови. Для визначення вмісту волокна в стеблах та його розривного навантаження необхідно вирізувати відрізки теж із середньої частини їх загальної довжини, однак в досліджуваному матеріалі цього зробити не можна з вищезгаданих причин, а отже оцінити його за даним стандартом неможливо.

Якість волокна тіпаного, виробленого з трести конопель, оцінюється у відповідності з ГОСТ 10379–76 “Пенька трепаная. Технические условия” [6] за такими показниками як довжина жмені, розривне навантаження, вміст костриці, лапи та ликоподібних пасм, а також лінійна щільність волокна, однак дія даного стандарту розповсюджується тільки на довге паралелізоване волокно, а тому якість нового виду коноплесировини (хаотично розташованих стебел з частково видаленою деревиною, з яких довге волокно отримати практично не можна) з використанням даного стандарту оцінити неможливо.

Волокно конопляне коротке, отримане як складова частина переробки трести конопель на м'яльно-тіпальному агрегаті (МТА) оцінюється згідно ГОСТ 9993–74 “Пенька короткая” [7] за такими показниками як розривне навантаження скрученої стрічки, нормована масова частка костриці та лапи у волокні.

Волокно, отримане з трести після збирання насіння зернозбиральним комбайном, представляє собою хаотичну однотипну масу аналогічно короткому волокну конопель, для оцінки якості якого діє стандарт, тому є доцільність перевірити можливість його використання і на волокні, виробленому з досліджуваного матеріалу.

Для цього здійснювалася переробка трести конопель, отриманої після збирання насіння зернозбиральним комбайном, на технологічному обладнанні коноплезаводу, з визначенням показників якості отриманого волокна згідно ГОСТ 9993–74 “Пенька короткая”. Для порівняння здійснювалося оцінювання за даним стандартом пеньки короткої (контроль), отриманої при переробці трести конопель із загальною довжиною рослин на МТА. Дані дослідження наведені в таблицях 2 та 3.

Аналіз таблиць 2 та 3 показує, що як у дослідному, так і у контрольному варіантах отримане волокно відповідає третьому сорту за показником розривного навантаження скрученої стрічки,

незважаючи на те, що показники масової частки костриці та лапи в них дещо відрізняються, однак знаходяться в межах першого сорту ГОСТ 9993–74 “Пенька короткая” (відповідно не більше 10 та 4%).

Таблиця 2. Показники якості волокна конопель, отриманого за варіанту переробки трести весняного збирання в умовах коноплезаводу

Варіант переробки	Показники якості волокна			
	Розривне навантаження скрученої стрічки, даН	масова частка костриці, %	масова частка лапи, %	сорт волокна
Коноплезавод ПП “Оптимум Поставка” м. Глухів	17,8	1,9	3,7	3

Таблиця 3. Показники якості пеньки короткої, отриманої при переробці трести конопель із стеблами загальної довжини на МТА (контроль)

Варіант переробки	Показники якості волокна			
	Розривне навантаження скрученої стрічки, даН	масова частка костриці, %	масова частка лапи, %	сорт волокна
МТА+ ТГ–135Л	18,5	6,4	0,3	3

Висновки. Внаслідок проведених досліджень з вивчення складових трести конопель, отриманої після збирання насіння зернозбиральним комбайном, визначення способу оцінювання її якості та експериментальної перевірки дії ГОСТ 9993–74 “Пенька короткая” для оцінки нового виду коноплесировини можна зробити наступні висновки:

1.Треста конопель, отримана після збирання насіння зернозбиральним комбайном, складається із стебел, обмолочених в молотарці комбайна, стебел, прикоткованих колесами зернозбирального комбайна при збиранні насіння та стебел нижче лінії різання його різальним апаратом, які після збирання насіння додатковими технічними засобами укладаються на землю.

2.Тресту конопель, отриману після збирання насіння зернозбиральним комбайном, не можна оцінити за відповідним діючим стандартом ГОСТ 6729–60 “Треста конопляная”. В ній не можна

визначити ні загальну довжину, ні діаметр стебел. Для визначення вмісту волокна в стеблах та його розривного навантаження необхідно вирізувати відрізки із середньої частини їх загальної довжини, що в досліджуваному матеріалі зробити неможливо.

3. Враховуючи вищезгадане оцінку досліджуваного матеріалу необхідно здійснювати по виділеному з нього на технологічному обладнанні волокну за ГОСТ 9993–74 “Пенька короткая” за такими показниками як розривне навантаження скрученої стрічки, масова частка костриці та лапи.

Література

1. Лук'яненко П.В. Дослідження процесу збирання насінневих конопель зернозбиральним комбайном Домінатор–208 MEGA / П.В. Лук'яненко, І.О. Маринченко // Міжвідомч. тематич. наук. зб. “Механізація та електрифікація сільського господарства”. Випуск 92. Глевах: Видавництво ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”. – 2008. – С.118–124.

2. Примаков О.А.. Використання зернозбиральних комбайнів для збирання насінневих конопель / О.А. Примаков, В.І. Макаєв, П.В. Лук'яненко, О.П. Рябченко // Міжвідомч. тематич. наук. зб. “Механізація та електрифікація сільського господарства”. Випуск 93. Глевах: Видавництво ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”. – 2009. – С.469–475.

3. Пат.47837 Україна, МПК А 01 Д 91/00. Спосіб збирання стебел конопель після збирання насіння зернозбиральним комбайном / Голобородько П.А., Гілязетдінов Р.Н., Рябченко О.П., Лук'яненко П.В., Макаєв В.І., Примаков О.А.; заявник і патентовласник Інститут луб'яних культур НААН.–№_с200909179; заявл.07.09.2009; опубл.25.02.2010, Бюл.№4.

4. Пат.48977 Україна, МПК А 01 Д 91/00. Спосіб збирання та збагачення конопляної трести / Примаков О.А., Голобородько П.А., Макаєв В.І., Рябченко О.П., Лук'яненко П.В., Гілязетдінов Р.Н., Довгополий О.М.; заявник і патентовласник Інститут луб'яних культур НААН.–№_с200911101; заявл.2.11.2009; опубл.12.04.2010, Бюл.№7.

5. Треста конопляная. ГОСТ 6729–60.–[Чинний від 1960–10–01].–М. Госстандарт СССР, 1960.–11с.– (Государственный стандарт СССР).

6. Пенька трепаная. Технические условия. ГОСТ 10379–76.– [Чинний від 1977–07–01].– М. Госстандарт СССР, 1976.–8с.– (Государственный стандарт СССР).

7. Пенька короткая. ГОСТ 9993–74.–[Чинний від 1975–07–01].– М. Госстандарт СССР, 1974.–8 с.– (Государственный стандарт СССР).

Рецензент д.т.н., проф. Р.Н. Гілязетдінов
УДК 677.021

© Б.І. Москаленко
Інститут луб'яних культур та фітофармацевтичної сировини НААНУ

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРВИННОЇ ПЕРЕРОБКИ ТРЕСТИ ЛЬОНУ–ДОВГУНЦЯ

В статті розглядаються основні принципи визначення економічного ефекту від підвищення виходу довгого волокна на переробному обладнанні.

ЛЬОНОТРЕСТА, ВИХІД ВОЛОКНА, РЕЖИМ ПЕРЕРОБКИ.

Постановка проблеми. Основним етапом первинної переробки трести льону–довгунця є одержання волокнистої продукції. Економічна ефективність даного процесу залежить не лише від кількості волокна, його якості, але й співвідношення між довгим і коротким волокном. Одним з шляхів оптимізації переробки льонотрести є аналіз зв'язку між якісними показниками вихідного матеріалу, ефективністю роботи переробного обладнання – м'яльно–тіпального агрегату (мта) та структурою волокнистої продукції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З прадавніх часів займались льонарством жителі Полісся – найбільш сприятливої для вирощування цієї культури кліматичної зони [1].

Під час переробки льонотрести ручними знаряддями праці (щілинна м'ялка, тіпальне колесо) основну масу в структурі волокнистої продукції складало довге волокно – до 90% від загальної маси! Та процес виділення довгого волокна, або первинної переробки льонотрести, був досить трудомістким.

З 30–х років ХХ століття розпочалися роботи по механізації первинної переробки. Були розроблені високопродуктивні м'яльні та тіпальні машини, паралельно розвитку мережі колгоспних пунктів переробки льону почали утворюватися льонозаводи – осередки промисловості первинної переробки льону. Так, на початок 1941 року в країні діяло 2172 м'яльно–тіпальних пункти та 4 льонозаводи.

В подальшому відбувалось зосередження виробництва волокна на льонозаводах. На початок 90–х років в країні працювало 46 льонозаводів сумарною потужністю 130 тис.т. волокна в рік.

Головна відмінність української первинної переробки льону від західноєвропейської полягає в ефективності виділення довгого

волокна: в той час як на підприємствах Західної Європи одержують 60...70% продукції у вигляді довгого волокна, на вітчизняних підприємствах цей показник в кращому випадку становить 30...40% [2].

Основною причиною такої ситуації є насамперед низька якість сировини, що надходить на льонозаводи України. Але не слід применшувати значення режиму роботи обладнання, адже навіть високоякісну тресту можна переробити як на оптимальному режимі, коли основна маса волокнистої продукції буде одержана у вигляді довгого волокна, так і на занадто жорсткому, коли внаслідок обриву окремих стебел і обсікання кінців збільшиться частка короткого волокна.

Вартість довгого волокна в 2,4–7,6 раз вища, ніж короткого: так, в 2006 р. довге волокно №15 коштувало 1564 USD, №8 – 952 USD, коротке волокно №6 – 397 USD, а №2 – 204 USD [3].

Мета дослідження. Визначення ступеня впливу кількісних, якісних та структурних показників роботи мта на економічну ефективність процесу первинної переробки трести льону–довгунця.

Результати дослідження. В спеціальній літературі можна знайти інструкції та поради щодо вибору оптимального режиму роботи льонопереробного агрегату.

В загальному випадку виявити резерви підвищення виходу довгого волокна можна шляхом співставлення фактичних результатів переробки сировини з нормованими (рис. 1) [4].

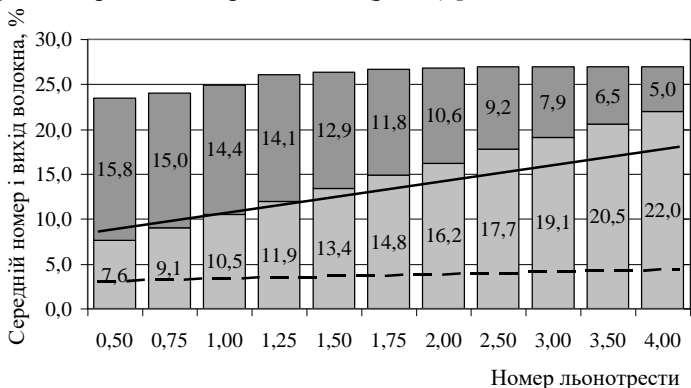


Рис. 1. Нормовані вихід і якість волокна льону: □ – вихід довгого волокна; ■ – вихід короткого волокна; — — — — — середній номер довгого волокна; - - - - - середній номер короткого волокна

На рис. 1 представлено залежність загального виходу волокна і процентного співвідношення між довгим і коротким волокном від номеру льонотрести. З підвищенням номеру оброблюваної сировини загальний вихід волокна зростає від 23,4% до 27%, а вихід довгого волокна – від 7,6% до 22%. Відповідно покращується і основний показник якості одержуваної продукції – номер волокна. Отже, підвищення ефективності переробки трести можливе не тільки шляхом покращення якості сировини, а й наближенням фактичного виходу довгого волокна до нормованого за рахунок оптимізації роботи переробного агрегату.

В новіших редакціях технологічних нормативів [5] вимоги до виходу і якості одержуваного волокна залишились незмінними. З нових нормативів виключено зниження виходу волокна під час переробки низьковолокнистих сортів льону–довгунця; разом з тим повністю змінився спектр високоволокнистих сортів, для котрих норми виходу довгого волокна потрібно приймати на 0,5% більше, а загальний вихід – на 1% більше наведених на рис. 1. Також з'явилась категорія високоцінних і високоволокнистих сортів льону–довгунця з максимальними нормами виходу волокна (на 0,6% та 1,2% відповідно більше наведених на рис. 1).

На рис. 2 показано, що зі збільшенням номеру одержуваного довгого волокна зростає і прибуток від підвищення виходу тіпаного льону.

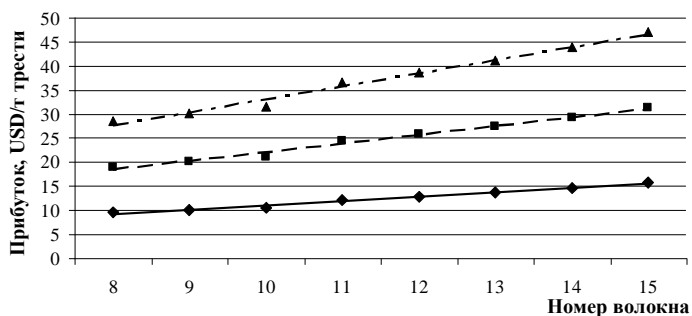


Рис. 2. Прибуток від підвищення виходу тіпаного льону:

- ◆— на 1%;
- на 2%;
- ▲- на 3%.

Підвищення виходу довгого волокна на 1% дозволяє одержати додатковий прибуток в розмірі від 10 до 15 USD на 1 тону

перероблюваної трести, залежно від номеру волокна (в цінах 2006 року).

Висновки. Отже, економічна ефективність заходів по підвищенню виходу довгого волокна істотно залежить як від номеру, так і від фактичного результату переробки даної партії сировини. Причому зі збільшенням виходу довгого волокна на 1% прибуток значно більший, ніж від зростання на один номер якості волокна. Це свідчить про виняткову значущість оптимального технологічного режиму переробки льоностести. Разом з цим істотним фактором підвищення економічної ефективності первинної переробки льонотрести є сорт льону–довгунця. Вирощування високоволокнистих сортів льону–довгунця дозволяє збільшити вихідний потенціал льоносировини.

Література

1. Кругла Н. А. Історія розвитку льонарства в Україні : Навч. посіб. / Н. А. Кругла, В. А. Вергунов. – Херсон : Адамс, 2002, – 168 с.
2. Розробка методів очищення короткого льоноволокна та його нетрадиційного використання / Л. А. Чурсіна, В. К. Палійчук, І. П. Карпець, З. Л. Литвин, В. І. Семченко // Проблеми легкой и текстильной промышленности Украины. – 2001. – № 5. – С. 34–35.
3. Харитоновна Л. Экономическое обоснование цены льнопродукции с учетом качества льносырья / Л. Харитоновна // Аграрная экономика – 2007. – № 10. – С. 21–26.
4. Нормы выхода и качества волокна из льняной соломы и льняной стланцевой тресты (при нормированной влажности 19 %): Утв. Зам. Пред. Госагропрома СССР Г. А. Романенко 21.12.88: Вводятся в действие с 01.01.89. – Минск, 1988. – 7 с.
5. Технологические нормативы переработки тресты и получения трёпаного длинного и короткого льноволокна на действующих и импортных льноперерабатывающих линиях [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://institut-ina.by/ru/science1/razr1/recommendations/107-2010-10-21-13-30-21>

Рецензент д.т.н., проф. Р.Н. Гілязетдінов

УДК 631.35: 633.521

© О.О.Налобіна, д.т.н., О.Л.Ткачук, к.т.н., О.П.Герасимчук
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ПОПЕРЕДНЬОГО НАТЯГУ БРАЛЬНОГО ПАСА ЛЬОНОБРАЛКИ

У статті наведено обґрунтування практичних рекомендацій щодо встановлення сили попереднього натягу брального пасу однопасової льонобралки та льонобралки ТЛН–1,5.

БРАННЯ, ЛЬОНОБРАЛКА, БРАЛЬНИЙ ПАС, СИЛА ПОПЕРЕДНЬОГО НАТЯГУ.

Постановка проблеми. Однією з умов забезпечення якісного брання льону–довгунця льонобралкою є встановлення раціонального значення сили попереднього натягу брального пасу. Величина попереднього натягу брального пасу повинна забезпечувати зменшення кількості невивірених стебел під час виконання операції брання льону, що обмежує мінімальні її значення, та зменшення кількості пошкоджених та перекошених стебел під час транспортування стрічки у бральних рівчаках та каналі вивідного устаткування, що обмежує максимальні її значення. Крім того, експлуатація брального пасу з завищеними значеннями сили попереднього натягу є причиною зменшення його довговічності, а отже і надійності льонобралки в цілому. Враховуючи вищесказане, встановлення значення сили попереднього натягу є важливим для правильної експлуатації льонобралки в польових умовах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В основі розрахунку пасових передач, що використовуються в машинобудуванні лежить формула Ейлера, яка встановлює залежність сили натягу гнучкої нитки, що перекинута через блок, від кута охоплення шківів і коефіцієнта тертя [1]. Проте, під час застосування цієї формули до пасової передачі брального апарату необхідно враховувати специфіку її роботи. Зокрема, в процесі роботи льонобралки бральний пас долає опір стебел льону висмикуванню, який залежить від характеристик стеблостою: вологості стебел, середнього діаметра стебел, густоти стеблостою. В тілі пасу виникають зусилля розтягу від попереднього натягу, зростання яких відбувається під час проходження шару льону через бральні рівчаки. Сили розтягу також виникають на ділянках пасу, що огинають шківів та роликів.

Дослідженнями бральних апаратів, зокрема визначенням навантажень у бральних ривчаках та тисків на окремих їх ділянках, займались Хайліс Г.А. і Ковальов М.М. [2] та інші. Проте, в цих дослідженнях не враховано комплексний вплив на попередній натяг брального паса фізико–механічних властивостей льону, характеристик його стеблостою та кінематичних параметрів роботи льонобралки.

Аналіз навантажень на бральний пас з урахуванням вищеперерахованих факторів проведений Налобіною О.О. [3] та Герасимчуком О.П. [4]. Авторами встановлена аналітична залежність для визначення величини сили попереднього натягу з врахуванням фізико–механічних властивостей льону, характеристик його стеблостою та кінематичних параметрів роботи льонобралки. Але ці дослідження потребують узагальнення з метою формування практичних рекомендацій по вибору величини попереднього натягу, виходячи з конкретних умов експлуатації.

Метою дослідження є обґрунтування практичних рекомендацій щодо встановлення величини сили попереднього натягу брального паса льонобралки.

Результати дослідження. Якість виконання операції брання значною мірою залежить від раціонального вибору натягу брального паса, що зумовлює тиск у бральних ривчаках, величина якого безпосередньо впливає на такі кваліметричні показники як кількість пошкоджених стебел, перекіс стебел у стрічці, розтягнутість стрічки. Сила натягу паса повинна задовольняти наступні умови: забезпечення висмикування пучків стебел із ґрунту та виключення пошкодження стебел і їх відносного зміщення [4]. З врахуванням вищезазначених вимог встановлена залежність для визначення сили натягу брального паса однопасової льонобралки (рис. 1, а):

$$F_0 = \frac{2R \cdot P_1 \cdot B \cdot i_0 \cdot v_M / v_{II}}{f'} \left(\frac{1 + e^{-f\alpha}}{2} + \frac{2tg(\beta)(1 + e^{-f\alpha})}{\sqrt{1 + (v_M / v_{II})^2}} + \frac{1 - e^{-f\alpha}}{2f\alpha} \right) + (\sum DF + 4\varepsilon_1 \cdot E \cdot S) \frac{1 + e^{-f\alpha}}{2} \quad (1)$$

та льонобралки ТЛН–1,5 (рис. 1, б):

$$F_0 = \frac{2R \cdot P_1 \cdot B \cdot i_0 \cdot v_M / v_{II}}{f'} \left(\frac{1 + e^{-f\alpha}}{2} + \frac{2tg(\beta)(1 + e^{-f\alpha})}{\sqrt{1 + (v_M / v_{II})^2}} + \frac{1 - e^{-f\alpha}}{2f\alpha} \right) + (\sum DF + DF_6 + 4\varepsilon_1 \cdot E \cdot S) \frac{1 + e^{-f\alpha}}{2}, \quad (2)$$

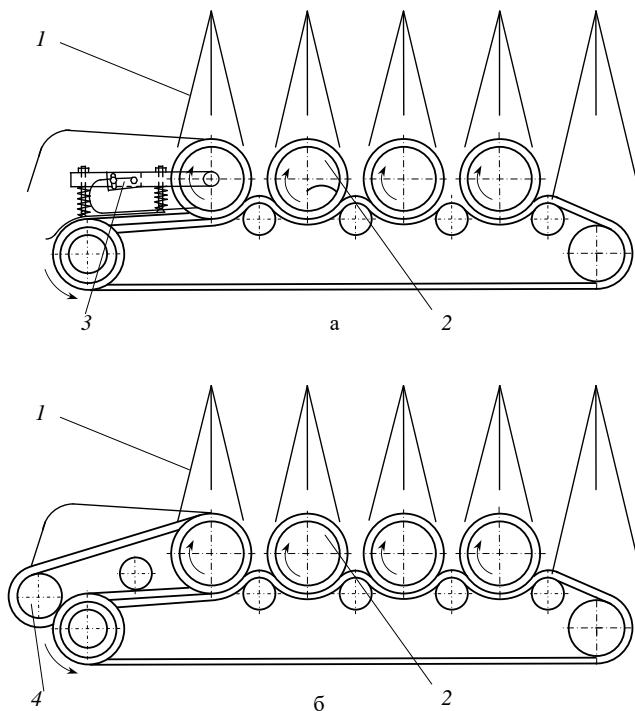


Рис. 1. Схеми льнобралок: а – однопасова льнобралка; б – льнобралка ТЛН–1,5: 1 – подільники; 2 – бральний апарат; 3 – вивідне устаткування; 4 – вивідний транспортер

де R – радіус брального шківa, м; P_1 – сила висмикування одного стебла з ґрунту, Н; B – ширина захвату бральної секції, м; i_0 – густина стеблостою льону, шт./м²; v_M, v_{II} – швидкість руху машини та брального пасa відповідно, м/с; f' – коефіцієнт тертя між поверхнями стебел та пасa, f – коефіцієнт тертя між поверхнею пасa та шківів (роликів); α – кут охоплення пасом шківa (ролика); β – кут між лінією стебла та направляючою брального шківa (за умови прямостоячого льону цей кут відповідає куту нахилу брального апарата до поверхні ґрунту); $\sum DF$ – сила опору пасa за умови відсутності стебел у бральних рівчаках (для холостого ходу), Н; DF_6 – додаткова сила, що виникає в пасі за рахунок взаємодії з

вивідним транспортером 4 (рис. 1, б), Н; $\varepsilon_l = \frac{Dl}{l}$ – відносне подовження паса в межах бральної секції; Dl – видовження паса в секції під час проходження шару льону, м; E – модуль пружності паса, Па, S – площа поперечного перерізу паса, м²; l – початкова довжина паса, м.

Фізичні величини, які входять в формули (1) та (2) можна поділити на групи:

1. Конструкційні параметри льонобралки та показники її роботи під час холостого ходу такі як: радіус брального шківів $R = 0,12$ м; ширина захвату бральної секції $B = 0,38$ м; коефіцієнт тертя між поверхнями паса та шківів (роликів) $f = 0,6...0,7$; кут охоплення пасом шківів (ролика) $\alpha = 120^\circ..130^\circ$; кут нахилу брального апарата до ґрунту $\beta = 10^\circ...15^\circ$; сила опору паса за умови відсутності стебел у бральних рівчачках $\sum DF = 300...350$ Н; додаткова сила, що виникає в пасі льонобралки ТЛН–1,5 за рахунок взаємодії з вивідним транспортером $DF_6 = 150...200$ Н; відносне видовження паса в межах бральної секції $\varepsilon_l = 0,002$; модуль пружності брального паса $E = 2,8 \cdot 10^8$ Па; площа поперечного перерізу паса $S = 0,001$ м².

2. Кінематичні параметри роботи льонобралки: швидкість брального паса $v_{II} = 2,66$ м/с (за числа обертів вала кардана 545 об/хв., що регламентований паспортом льонобралки ТЛН–1,5 [5]) та швидкість руху льонобралки $v_M = 4...8$ км/год., яка визначається станом поля та забур'яненістю льону.

3. Фізико–механічні характеристики льону, ґрунту та параметри його стеблостою: сила висмикування одного стебла з ґрунту $P_1 = 2...12$ Н (залежить від стадії дозрівання льону, вологості стебел та ґрунту); коефіцієнт тертя між поверхнями стебел та паса $f' = 0,8...0,9$ (залежить від вологості льону); густина стеблостою льону на полі $i_0 = 800...1800$ шт./м².

Таким чином, визначальними факторами, варіювання яких дозволяє адаптувати льонобралку до умов конкретного поля шляхом встановлення раціональної сили натягу брального паса, є сила висмикування стебла з ґрунту та густина стеблостою льону. На рис. 2 подано графіки для вибору необхідної сили попередньо натягу брального паса залежно від вищевказаних факторів за різної швидкості руху льонобралки.

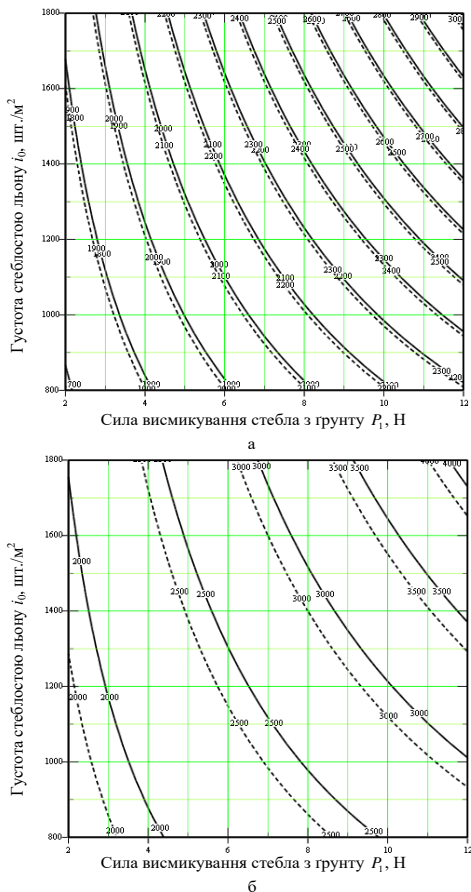


Рис. 2. Визначення сили натягу брального паса: а – для швидкості руху льонобралки 4 км/год.; б – для швидкості руху льонобралки 8 км/год.; — — для однопасової льонобралки; - - - для льонобралки ТЛН–1,5

Висновки. В роботі наведені рекомендації щодо вибору сили попереднього натягу брального паса однопасової льонобралки та льонобралки ТЛН–1,5 в залежності від факторів, що визначають їх пристосування до умов конкретного поля. Використання наданих рекомендацій під час брання льону–довгунця забезпечить підвищення якості вибраних стебел льону на операціях брання та транспортування, а отже дозволить підвищити ефективність виконання процесу брання льону–довгунця льонобралкою.

Література.

1. Иванов М.Н. Детали машин: Учебн. для машиностр. спец. вузов / М.Н. Иванов – М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.
2. Хайлис Г.А. Теория льнотеребельных аппаратов с поперечными ручьями / Г.А. Хайлис, М.М. Ковалев. – К.: УААН. – 1999. – 90 с.
3. Налобіна О.О. Льнозбиральні комбайни (основи теорії і розрахунку механізмів та питання експлуатації)/ Олена Олександрівна Налобіна. – Луцьк, РВВ ЛДТУ, 2006. – 208 с.
4. Герасимчук О.П. Системно–технологічне обґрунтування модернізації льнообралки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / О.П.Герасимчук. – Львів, 2011. – 24с.
5. Паспорт льнотеребилки ТЛН–1,5А. –1982. – 8 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК. 631.335

© В.Є. Пилип

Миколаївський державний аграрний університет

**АНАЛІЗ БІОЛОГІЧНИХ ТА ФІЗИКО–МЕХАНІЧНИХ
ОСОБЛИВОСТЕЙ КУКУРУДЗИ, ЯК ОБ’ЄКТА ЗБИРАННЯ ТА
ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ**

В роботі проведений аналіз придатності рослин до механізованого збирання. Встановлено найбільш вагомі біологічні та фізико–механічні властивості рослини кукурудзи для механізованого збирання та післязбиральної обробки

КУКУРУДЗА, БІОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ, ФІЗИКО–МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ, ОБ’ЄКТ ЗБИРАННЯ.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день з’явилася велика кількість нових сортів та гібридів кукурудзи, властивості яких потребують подальшого досконального вивчення, особливо тих, що стосуються питань механізованого збирання та очищення від обгортки.

Робота кукуруддозбиральної машини буде ефективною лише тоді, коли її робочі органи спроектовані та налагоджені на збирання з урахуванням розмірно–масових і фізико–механічних характеристик культури.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Великі об'єми робіт по вивченню особливостей рослин проводилися різними науково–дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторським бюро Херсонського комбайнового заводу. Дослідженням фізико–механічних характеристик та розмірно–масових параметрів складових рослин кукурудзи присвячений ряд робіт видатних вчених, а саме А.І. Буянов, П.П. Карпуши, Л.І. Анісімової, К.В. Шатилова, М.В. Туделя та інших. Але в їх роботах основна увага приділена вивченню розмірно–масових характеристик рослини [1]. До того ж на сьогоднішній день жодним з науковців не проведено робіт по узагальненню раніше отриманих результатів досліджень.

Мета статі. Дана стаття присвячена узагальненню результатів експериментальних досліджень стосовно біологічних та фізико–механічних особливостей рослин кукурудзи стосовно придатності різних сортів та гібридів кукурудзи до механізованого збирання.

Результати дослідження. Під впливом багатівкового і різнобічного впливу людини (селекція, агротехніка, розселення) виникло велике розмаїття сортів та гібридів кукурудзи. Так як у кукурудзи використовують головним чином зернівку, тому й відбір йшов переважно за її ознаками, в результаті чого мінливість за розміром і формою зернівки виявилася найбільшою.

Коренева система кукурудзи потужна, мичкувата, багатоярусна, сильно розгалужена, проникати на глибину до 3 м. Розповсюджується в радіусі більше 1 м.

У загальній сухої надземної маси рослини кукурудзи на частку листя, стебла, волоті, стрижня з ніжкою і обгортки в середньому припадає 55–60%, на частку зерна–40–45, а в загальній масі зерна і стрижня на частку стрижня–15–18 %.

Стебло кукурудзи товщиною від 2 до 7 см в діаметрі, має прямостоячу, округлу форму з боріздкою по всій довжині стебла. Висота рослин коливається від 60 см до 7 м. Стебло складається із заповнених серцевиною міжвузля, розділених потовщеними стебловими вузлами, 3–5 зближених міжвузля знаходяться в ґрунті.

Природне руйнування дозрілих рослин добре спостерігається при перестой рослин. Воно починається з відмирання листя, зовнішніх обгорток качанів і закінчується обламування верхівок, вилягання стебел і обпаданням качанів на землю.

Дослідним шляхом встановлено, що сила, яка необхідна для висмикування з ґрунту стебла кукурудзи складає 700–800 Н. Чим більший діаметр стебла, тим більше зусилля необхідне для його витягування з ґрунту.

Опір згину стебла кукурудзи залежить від його діаметру та стиглості, при чому зелені стебла мають більший опір згину в порівнянні зі стиглими. Згідно досліджень зусилля зламу стебла при вологості 60% складає 0,19–0,48 кН, а при вологості 13% – 0,18–0,33 кН. Злам стебла середнього діаметру природно закріпленого на кореню відбувається при відхиленні рослини від вертикальності на кут більший 19,3°. Мінімальна довжина плеча, при якому настає корчування, для стебел діаметром 15–23 см дорівнює 27–32 см, для стебел діаметром 24–31 см – 33–38 см, а для стебел діаметром 39–45 см – 32–45 см [5].

Зусилля на розрив стебла складає 1–4 кН при цьому для зеленого стебла кукурудзи зусилля менше, ніж у зрілого, а межа міцності більша в зрілого.

Також встановлено, що опір стиску зеленого стебла змінюється за законом прямої. При вологості стебел 50% і силі тиску 500...600 Н зі стиснутого стебла виступає клітинний сік. При силі тиску 1,6 кН відносний стиск складає 0,87.

Зусилля перерізу стебла кукурудзи складає 230...500 Н при його діаметрі 20...26 мм і 360...700 Н при діаметрі 26...32 мм, причому для кукурудзи в стані повної стиглості потрібна менша сила, ніж у стані молочно-воскової і воскової стиглості.

Плодоніжки качанів кукурудзи в залежності від товщини та ступеня укорочення міжвузлів бічної гілки утворюються різної форми, чим і зумовлюється різне положення качанів. Вона має форму усіченого конуса, спрямованого більшою основою вгору. Тоншою своєю частиною плодоніжка кріпиться до стебла. Довжина плодоніжки варіюються від 27 мм до 126 мм і діаметрі складає 9–17 мм. Розміри плодоніжок знаходяться в прямій залежності від діаметра стебел кукурудзи.

Розривне статичне навантаження для плодоніжки кукурудзи складає 0,3...1,1 кН. Зі зменшенням вологості плодоніжки кукурудзи зусилля на її розрив зменшується, а межа міцності трохи зростає через те, що при її висиханні зменшується площа перетину. Найбільш слабкими місцями плодоніжки є вузли, обрив качана відбувається біля його основи.

При вологості 73 % зусилля для зламу плодоніжки складає 40 Н, а при 12 % – 19 Н; біля основи качана ті ж величини відповідно склали: 41 і 23 Н. Середнє зусилля на злам плодоніжки діаметром 15 мм складало 30 Н, а при діаметрі 35 мм це зусилля досягає 190 Н. Міцність плодоніжки на згин у кілька разів менша міцності на розрив.

На стеблі повної стиглості досягають зазвичай один – два, рідко три качана. Потенційно рослина може сформувати стільки качанів, скільки у нього стеблових листків. У вітчизняних сортів качани зазвичай розвиваються в пазухах листків, розташованих від сьомого до п'ятнадцятого вузла стебла. Найбільшим і найбільш розвиненим завжди виявляється верхній качан. Відстань від ґрунту до кріплення нижнього качана складає 400–1250 мм.

У качана залежно від сорту та умов вирощування утворюється від 200 до 1000 зерен. У середньому добре озерненостний качан має 500–600 зерен. Маса 1000 насінин у дрібнонасіньневих сортів дорівнює 100–150 г, а у крупносемянних – 300–400 г.

Значення довжини, діаметру та маси качанів становлять відповідно 0,17–0,35 м, 0,035–0,055 м, 0,15–0,38 кг. Найбільших розмірів качан сягає до третьої фази стиглості, а в посушливі роки параметри качанів менше звичайних розмірів на 10–20% [2]. Нещодавно в США з'явилися гібриди кукурудзи з довжиною качана 0,5–0,6 м та 0,03–0,05 м. Таким чином, різниця за трьома основними показниками розмірним качанів у різних гібридів може становити 3–7 разів. Цілий качан кукурудзи має високий опір стиску, якщо статичне навантаження спрямована радіально. Стиснення стиглого качана сталевими пластинами силою до 0,5 кН не пошкоджує зерна і не викликає залишкової деформації, силою в 1 кН – викликає видавлювання окремих зерен і залишкову деформацію, силою в 2 кН – розколює качан. Поздовжнє стиснення зусиллям 1,2–1,5 кН забезпечує початок вимолотила стиглого зерна.

Качан щільно закритий листям обгортки, число яких дорівнює числу листя, що припадають на частину стебла вище розташування качана, зазвичай 5–7. Перші листя обгортки розташовані по черзі, так само як і листя стебла. Решта листя розташовані безсистемно або у формі спіралі, чим ближче до качану, тим тонше і ніжніше листя обгортки [4].

Обгорткові листя першими піддаються впливу в процесі обробки качана. Зусилля відриву обгорткового листа перпендикулярно напрямку до ніжці (68,7–88,3 Н) і поздовжнього зусилля розриву обгорткового листа (78,5–176,6 Н) [3]. Міцність самої обгортки, як правило, більше міцності кріплення її до плодоніжки (поперечний розрив аркуша обгортки 100–218 Н, а відрив листа обгортки від плодоніжки 96–117 Н). При цьому незрілі качани мають меншу міцність кріплення обгортки, ніж стиглі.

Коефіцієнт тертя руху качанів в обгортці вологістю 16% становить в середньому 0,25 по сталі та 0,82 з технічної гумі, а при вологості 54% 0,27–0,4 по сталі різної шорсткості, і 0,87 по гумі.

Коефіцієнт тертя спокою обгортки по обгортці в середньому рівні 0,35, обгортка по сталі 0,84–0,34 (убуваючи із зменшенням вологості від 63 до 14%).

Коефіцієнт тертя руху очищеного качана повної стиглості вологістю 15% в середньому, 0,21 і 0,33 – за листовий та оцинкованої сталі, 0,54 – з технічної гумі. Показники тертя спокою зерна по обгортці становлять 0,29, зерна по зерну – 0,36 (убуваючи з зменшення вологості). При вологості 15% коефіцієнти тертя спокою очищеного качана в середньому, по листовій і оцинкованої сталі 0,64 і 0,53, по гумі 0,66.

Таким чином, для обгортки і зернівок характерно спадання коефіцієнтів тертя в міру зменшення вологості.

Значення зусиль на виділення однієї зернівки залежать від вологості стиглого зерна. Вони збільшувалися при вологості 35–18% при висмикуванні від 15,7–20,6 Н до 23,6 Н для вологості 15% і зменшувалися при корчування від 6,9–7,8 Н при вологості 35–18% до 5, 9 Н при вологості 15% [2].

Були визначені величини зусиль для руйнування зв'язку ізольованого зерна зі стрижнем силами, спрямованими вздовж твірної качана і в радіальному напрямку (1,96–23,5 Н) [6].

Листя кукурудзи великі, лінійні, цільнокрайні, паралельні, зверху опушені, чергуються та розташовуються по двох протилежних сторонах стебла. Піхви листя щільно облягають стебло. Число їх від 8 до 45. У поширених в нашій країні сортів утворюється від 13 до 24 листків.

Загальна поверхня листя рослини залежно від сорту та агротехніки складає 0,3–1,5 м². Максимальної величини площа листя досягає в кінці цвітіння.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що розмірно–масові та фізико–механічні характеристики рослин кукурудзи варіюються в досить широких межах. Даний факт можна пояснити великою різноманітністю сортів та гібридів, які виведені для різних продовольчих цілей, умовами вирощування, кліматичними умова та агротехнічними заходами вирощування. На сьогоднішній день не існує такої кукурудзозбиральної машини, яка повністю враховувала б особливості усіх сортів та гібридів кукурудзи. Тому робота в цьому напрямку потребує подальших досліджень.

Література

1. Бондаренко О.В. Вивчення фізико–механічних характеристик качанів кукурудзи та листостеблової маси / О.В. Бондаренко, О.І. Ракул, В.А. Грубань, В.Є. Пилип// Збірник науково–методичних праць, Випуск 17, «Аграрна освіта», Київ 2009. – С. 104 – 112.
2. Бурмистрова М.Ф. Фізико–механические свойства сельскохозяйственных растений / М.Ф. Бурмистрова, Т.К. Комолькова, Н.В. Клемм. – М.: Сельхозгиз, 1956. – 343 с.
3. Воронюк Б.А. Фізико–механические свойства растений, почв и удобрений / Б.А. Воронюк // – М.: Колос, 1970. – 432 с.
4. Грушка Я. Монография о кукурузе / Я. Грушка – М.: Колос, 1965. – 751 с.
5. Пьянков А.И. Кукуруза / А.И. Пьянков // Фізико–механические свойства растений, почв и удобрений. – М., 1970. – С. 226–241.
6. Фізико–механические свойства растений, почв и удобрений / Под ред. Буянова А.И. – М.: Колос, 1972. – 366 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 631.521

© Т.М. Приймак, аспірант
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ УМОВ ВИЛЕЖУВАННЯ ЛЛЯНОЇ ТРЕСТИ НА ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ВОЛОКНА

У статті подано дослідження впливу умов вилежування лляної трести на якісні показники волокна за допомогою розробки математичної моделі процесу на основі повного факторного експерименту.

ТРЕСТА, ВОЛОКНО, ЯКІСНИЙ ПОКАЗНИК, ФАКТОР, ЕКСПЕРИМЕНТ.

Постановка проблеми. Волокно – найцінніший продукт у виробництві льону. Сфера його використання досить широка. З волокна виготовляють цінний одяг, полотно. Волокно гіршої якості використовують на виготовлення шпагату, ниток, брезенту,

пакувальних тканин, мішковини, мотузки. Воно має велику міцність, тривалий строк використання, стійке до гниття [1]. Але для того щоб отримати волокно високої якості необхідно мати хорошу тресту. Якість трести впливає на якісні показники волокна. Всі технологічні операції у вирощуванні льону, починаючи від його посіву і закінчуючи збиранням трести, повинні виконуватися на високому технічному рівні і в оптимальні строки [2]. Це сприятиме підвищенню якості трести. Вилежування лляної трести при сприятливих погодних умовах є одним із важливих факторів, які впливають на якісні показники волокна.

Клімат Волинської області в загальному відповідає біологічним особливостям льону: достатня кількість опадів та помірне тепло [1]. Але за останні роки спостерігаються складні погодні умови в період збирання льону та вилежування трести. Тому необхідно адаптувати технології збирання льону та вилежування трести до конкретних кліматичних умов.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вивченням питання впливу різних факторів на якісні показники волокна льону займаються багато вчених [2–5]. Так, у роботі [2], автори описали вплив основних робочих органів м'яльно-тіпального агрегату, що контактують із трестю при її переробці, на якість волокна. Вони зазначають, що рослина льону має широкий спектр фізико-механічних властивостей (вологість трести, довжина жмені, розривне навантаження). Тому залежно від зміни властивостей оброблюваної сировини потрібно змінювати інтенсивність впливу робочих органів на сировину.

Мета дослідження. Визначити вплив погодних умов під час вилежування лляної трести на якісні показники волокна.

Результати дослідження. Дослідження проводились на дослідних ділянках Волинського інституту агропромислового виробництва. Сорт льону – «Чарівний». Для вилежування трести льону обрали три ділянки. На першій ділянці тресту розстиляли на однорічну траву, яка була засіяна між смугами льону. На другій ділянці розстиляли тресту на гребені, які завчасно були нарізані. Третю частину трести розстиляли на переораний ґрунт (рілля). У середині процесу вилежування тресту обертали. Після вилежування тресту підняли.

Для визначення якісних показників волокна льону (гнучкість і розривне навантаження) тресту спочатку проминали на лабораторній м'яльній установці. На кожній із трьох ділянок відбирали наважки трести по 100 г. З отриманих пучків волокна відбирали пасма волокон.

Ці пасма використовували для визначення гнучкості і розривного навантаження, згідно ДСТУ 4015–2001 [6].

У таблиці 1 наведені значення гнучкості і розривного навантаження волокна льону для трьох способів вилежування трести.

Таблиця 1. Якісні показники волокна льону

Якісні показники волокна	Спосіб вилежування трести		
	На траві	На гребенях	На ріллі
Гнучкість, мм	47	49	40
Розривне навантаження, даН	17,14	16,65	17,71

Як видно з таблиці 1, для різних способів вилежування трести якісні показники волокна різні. Така різниця значень в першу чергу залежить від впливу таких факторів як: температура та вологість повітря на протязі вилежування трести.

Отримані значення якісних показників волокна льону використаємо для розрахунку математичної моделі процесу вилежування трести [7].

Проведемо повний факторний експеримент. Фактори, які впливали на процес вилежування трести: кількість днів вилежування, температура повітря та вологість повітря протягом вилежування. Спочатку закодуємо фактори для переведення натуральних значень факторів у безрозмірні величини з метою побудови плану–матриці експерименту. Кодовані і натуральні значення факторів пов'язані залежністю:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i} \quad (1)$$

де x_i , X_i – відповідно кодове та натуральне значення i -го фактора; X_{i0} – натуральне значення i -го фактора на нульовому рівні; ΔX_i – інтервал варіювання i -го фактора.

Результати кодування факторів наведені в таблиці 2.

В результаті обробки дослідних даних отримано такі рівняння регресії:

гнучкість волокна льону описується рівнянням за умови:

– вилежування трести на траві:

$$y = 47 - 2,62X_1 - 0,75X_3 - 0,25X_1X_2 - 0,87X_1X_3 + 0,37X_2X_3, \quad (2)$$

Таблиця 2. Результати кодування факторів

Рівні варіювання	Фактори				
	К-сть днів вилежування трести, дн			Температура повітря, °С	Вологість повітря, %
	x_1			x_2	x_3
на траві	на гребенях	на ріллі			
Основний	29	31	33	22	58
Інтервал варіювання	1	1	1	4	23
Верхній	30	32	34	26	81
Нижній	28	30	32	18	35

– вилежування трести на гребенях:

$$y = 49,12 - 0,62X_1 - 0,37X_2 + 1,12X_3 + 0,87X_1X_2 + 1,12X_1X_3, \quad (3)$$

– вилежування трести на ріллі:

$$y = 40 + 1,37X_1 + X_3 + 1,5X_1X_2 - 2,62X_1X_3 - 1,12X_2X_3, \quad (4)$$

розривне навантаження описується рівнянням за умови:

– вилежування трести на траві:

$$y = 17,14 - 0,08X_1 + 0,39X_2 + 0,18X_3 - 0,33X_1X_2 - 0,29X_2X_3, \quad (5)$$

– вилежування трести на гребенях:

$$y = 16,65 - 0,18X_1 - 0,37X_2 + 0,07X_3 - 0,36X_1X_2 - 0,11X_1X_3 - 0,05X_2X_3, \quad (6)$$

– вилежування трести на ріллі:

$$y = 17,71 - 0,32X_1 - 0,025X_2 - 0,21X_3 - 0,18X_1X_2 + 0,5X_1X_3 - 0,32X_2X_3. \quad (7)$$

Використовуючи комп'ютерну програму MatCad за отриманими рівняннями регресії (2)–(7) було побудовано поверхні відгуку для аналізу впливу погодних умов на якісні показники волокна льону (рис. 1,2,3).

Висновок. 1. Розробка математичної моделі процесу вилежування лляної трести на основі повного факторного експерименту дозволила встановити оптимальні погодні умови вилежування трести.

2. Аналіз рівнянь регресії, які описують залежність розривного навантаження волокна льону виявив наступне ранжування факторів

впливу: 1 – температура повітря, 2 – вологість повітря у період вилежування.

3. Аналіз рівнянь регресії, які описують залежність гнучкості волокна льону виявив наступне ранжування факторів впливу: 1 – температура повітря, 2 – вологість повітря у період вилежування.

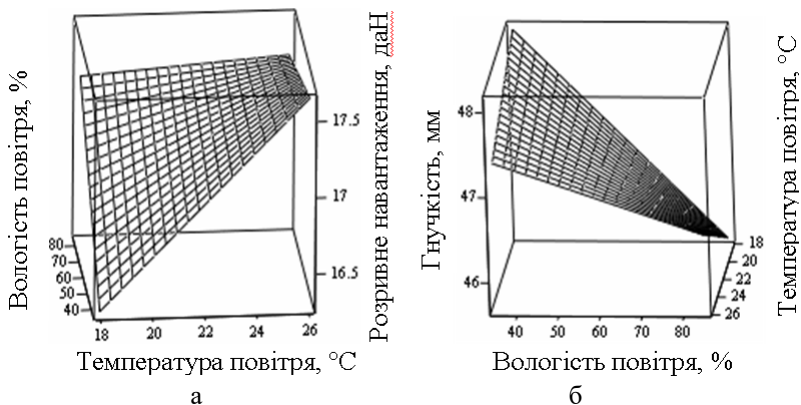


Рис.1. Поверхні відгуку для розривного навантаження (а) та гнучкості (б) волокна льону при вилежуванні трести на траві

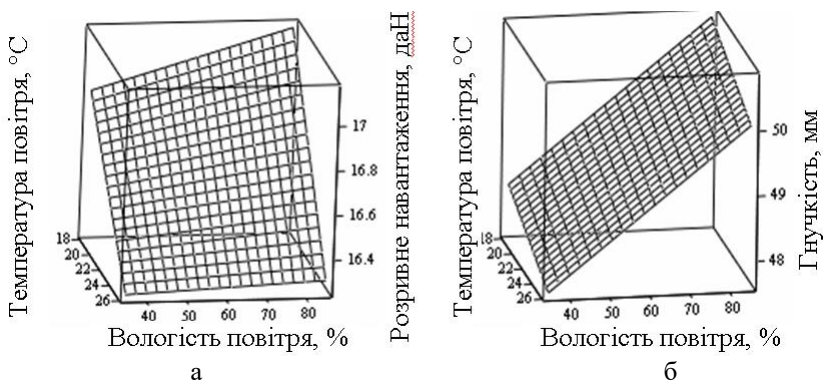


Рис.2. Поверхні відгуку для розривного навантаження (а) та гнучкості (б) волокна льону при вилежуванні трести на гребнях

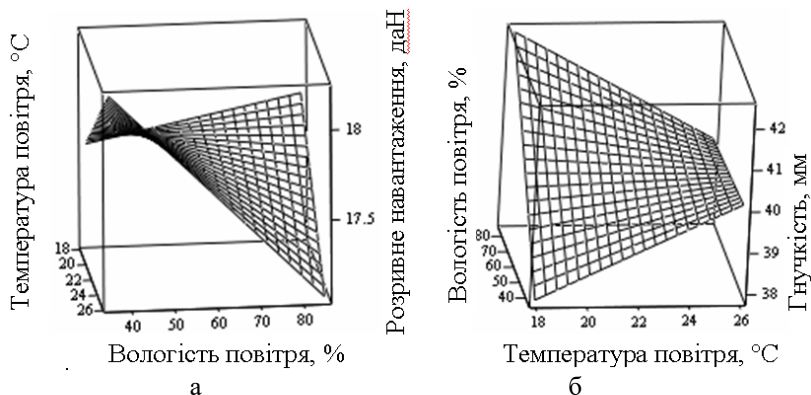


Рис.3. Поверхні відгуку для розривного навантаження (а) та гнучкості (б) волокна льону при вилежуванні трести на ріллі

Література

1. Науково обґрунтована система ведення агропромислового виробництва у Волинській області: наукове видання. – Луцьк. – 2008. – 544 с.
2. Вплив технологічних режимів переробки трести льону на якісні і кількісні показники волокна [Електронний ресурс] / Б.І. Москаленко, Р.Н. Гілязетдінов, П.М. Валько. – Режим доступу: www.rusnauka.com.
3. Коропченко С.П. Новий підхід у підвищенні виходу довгого волокна льону / С.П. Коропченко // Проблеми легкой и текстильной промышленности Украины. – № 1 (16). – 2010. – с.82-84.
4. Вербицький О.М. Одержання математичних моделей формування якісних показників луб'яних культур під час приготування трести шляхом розстилу / О.М. Вербицький // Проблеми легкой и текстильной промышленности Украины. – № 1 (16). – 2010. – с.59-61.
5. Вплив відокремлюваності на якісні й кількісні показники волокна льону / Р.Н. Гілязетдінов, С.П. Коропченко, Л.А. Соболева, А.О. Корнева // Вестник ХНТУ. – № 3 (36). – 2009. – с.35-37.
6. Льон тіпаний. Технічні умови: ДСТУ 4015-2001. – [Чинний від 2001-03-30]. – К: Держстандарт України, 2001. – 12 с.
7. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навч. посібник / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – К.: НМКВО, 1992. – 320 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.355.075

© О.І. Ракул

Миколаївський державний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ВІДОКРЕМЛЕННЯ КАЧАНІВ КУКУРУДЗИ ВІД СТЕБЕЛ ПРИ РОЗТЯГУВАННІ ПЛОДОНІЖКИ

Проведено експериментальні дослідження по визначенню опору плодоніжки качанів кукурудзи. Отримані математичні моделі залежностей зусилля відокремлення качанів від діаметру плодоніжки, а також від кута його прикладання.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ, ЗУСИЛЛЯ ВІДОКРЕМЛЕННЯ, КУТ ПРИКЛАДАННЯ СИЛИ, ПЛОДОНІЖКА.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день як вітчизняні так і закордонні технології механізованого збирання кукурудзи на зерно базується на використанні пікерні-стриперних качановідокремлювальних апаратів принцип дії яких заснований на активному протягуванні стебел пікерними вальцями, які обертаються на зустріч один одному, між двома пасивними стріперними пластинами, відстань між якими менший за діаметр качана. Відокремлення качана відбувається за рахунок розтягування плодоніжки, що призводить до її руйнування. Однак досить високі швидкості протягування та значні зусилля відокремлення призводить до вильоту качанів за межі жатки, тим самим зменшуючи повноту збирання врожаю [3].

В результаті багаторічних досліджень встановлено, що середні польові втрати врожаю за вітчизняними кукурудзозбиральними машинами складають близько 10%, а за закордонними – 6%, що відповідно в 6 та 4,5 рази перевищує існуючі агротехнічні вимоги. Тому, з метою зменшення втрат врожаю вільними качанами, існує реальна необхідність пошуку нових способів відокремлення качанів і розробки адаптованих качановідокремлювальних апаратів, що не можливе без всебічного вивчення фізико-механічних властивостей кукурудзи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням фізико-механічних властивостей рослин кукурудзи, стосовно визначення опору плодоніжки качанів деформації розтягуванням, присвячений ряд робіт видатних вчених, а саме П.П. Карпуши, Л.І.

Анісімової, К.В. Шатилова, М.В. Туделя, А.И. Буянова, Б.А. Воронюка [1, 2] та інших. Однак в останні роки на Україні створені та районовані нові сорти і гібриди кукурудзи, що за своїми характеристиками мають більш високі якісні показники в порівнянні з попередниками, фізико-механічні властивості яких потребують подальших досліджень. До того ж на сьогоднішній день в літературних джерелах зовсім не освітлені питання пов'язані з вивченням закономірностей опору плодоніжки зусиллям зламу. Це пов'язано з тим, що вивченню фізико-механічних властивостей кукурудзи в світовій практиці приділяється крайнє недостатня увага.

Мета статі. Дана стаття присвячена дослідженню фізико-механічних властивостей кукурудзи, зокрема визначенню закономірностей відокремлення качанів кукурудзи від стебел при розтягуванні плодоніжки.

Результати дослідження. Експериментальні дослідження фізико-механічних властивостей кукурудзи проводились на сортах Дніпровський 196 СВ, Одеський 385 МВ і передбачали визначення міцності кріплення качанів до стебел при деформації плодоніжки розтягуванням. З цією метою в проблемній лабораторії факультету механізації с/г Миколаївського ДАУ був розроблений та виготовлений оригінальний прилад, принципова схема якого представлена на рис. 1.

Прилад складається з встановлених на платформі 1 двох стійок 2, до яких кріпитися плита 3 з гвинтовим механізмом 4. Гвинтовий механізм 4 послідовно з'єднаний з динамометром 5 і верхнім затискачем 7, виконаним суцільною кільцевою деталлю з еластичними пелюстковими тримачами та кільцевим хомутом 6. Нижній затискач, виконаний у вигляді пластини 8 зі спеціальним отвором 9 прямокутної форми, має дві бокові вісі 10, які розміщені в спеціальних отворах стійок 2. З нижнього боку пластини 8, з метою встановлення її під необхідним кутом, розміщений фіксатор 11, який виконаний у вигляді пластини з отвором у формі 1/4 кола та гвинтовим механізмом 12. На одній з осей 10, з зовнішнього боку стійки 2, жорстко встановлена стрілка 14 за якою на стійці 2 розміщена плита з нанесеною тарированою шкалою 13. З метою забезпечення постійного кута орієнтації качана при дослідженнях в приладі передбачено кільцевий хомут 16, який змонтований на нижній поверхні пластини 8 за допомогою тримача 15.

На першому етапі досліджень визначались закономірності відокремлення качанів за рахунок повздовжнього розтягу вального зусилля. Для цього качан з залишком стебла встановлювався в спеціальний отвір 9 пластини 8, таким чином щоб качан своєю

основою спирався на нижню поверхню пластини 8, після чого він затискався кільцевим хомутом 16. За допомогою пластини 13 з тарированою шкалою та стрілки 14, пластина 8 встановлювалась в горизонтальному положенні і фіксувалась гвинтовим механізмом 12. Далі залишок стебла затискався між еластичними пелюстками верхнього затискача 7 кільцевим хомутом 6. Нульове значення на динамометрі 5 відповідало початку навантаження, яке здійснювалось обертанням гвинтового механізму 4 до моменту відокремлення качана від стебла, при цьому прикладена сила фіксувалась на шкалі динамометру 5. Отримані дані заносились в журнал лабораторних досліджень.

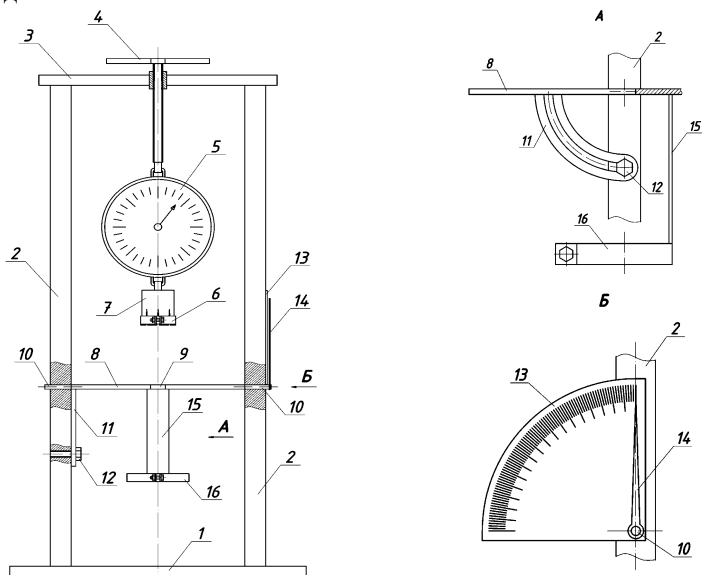


Рис. 1. Прилад для дослідження закономірностей відокремлення качанів кукурудзи від стебел при розтягуванні плодоніжки: 1 – платформа; 2 – стійки; 3 – плита; 4, 12 – гвинтовий механізм; 5 – динамометр; 6, 16 – кільцевий хомут; 7 – верхній затискач; 8 – пластина; 9 – технологічний отвір; 10 – бокові вісі; 11 – фіксатор; 13 – тарирована шкала; 14 – стрілка; 15 – тримач

Після статистичної обробки експериментальних даних [4, 5] нами отримані математичні моделі залежностей зусилля відокремлення качанів $F_{\text{від}}$ від діаметру плодоніжки $d_{\text{пл}}$ при вологості зерна в качанах 15 % та 60% відповідно:

$$F_{від} = 27,839d_{пл} + 125,436 ; \quad (1)$$

$$F_{від} = 20,622d_{пл} + 128,475 . \quad (2)$$

Графічні інтерпретації результатів експериментальних досліджень приведені на рис. 2.

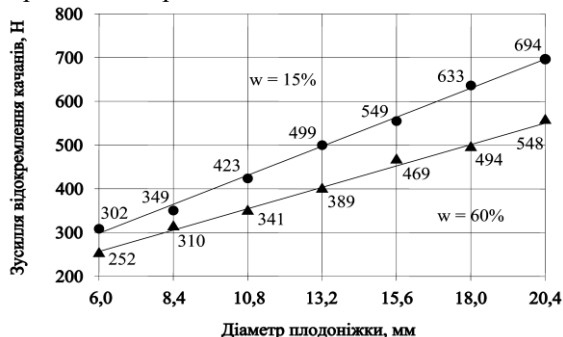


Рис. 2. Залежність зусилля відокремлення качанів від діаметру плодоніжки

Аналізуючи отримані залежності можна відмітити, що зі збільшенням діаметру плодоніжки збільшується величина зусилля необхідного для відокремлення качанів. Така закономірність спостерігається при різній вологості дослідних зразків, причому по мірі висушування останніх необхідне відокремлююче зусилля зростає. Так при вологості зерна в качанах 16 % зусилля, яке необхідно прикласти для руйнування зв'язку качана зі стеблом знаходиться в межах 252-548Н, а при вологості 15% – 302-694Н.

На другому етапі експериментальних досліджень визначалось зусилля відокремлення качанів при різних кутах прикладання деформуючої сили. З цією метою за допомогою пластини 13 (рис. 1) з тарированою шкалою та стрілки 14, обертанням пластини 8 навколо своїх осей 10, встановлюється необхідний кут орієнтації пластини 8 і гвинтовим механізмом 12 фіксується в даному положенні. При цьому конструкція приладу дозволяє змінювати кут прикладання деформуючої сили від 0° до 90°.

Після статистичної обробки експериментальних даних нами отримані математичні моделі залежностей зусилля відокремлення качанів $F_{від}$ від кута його прикладання α :

при максимальних розмірних значеннях плодоніжки та вологості зерна в качанах 15 % відповідно:

$$F_{від} = -4,753_{пл} + 688,414 ; \quad (3)$$

при мінімальних розмірних значеннях плодоніжки та вологості зерна в качанах 15 % відповідно:

$$F_{від} = -1,541d_{пл} + 300,771; \quad (4)$$

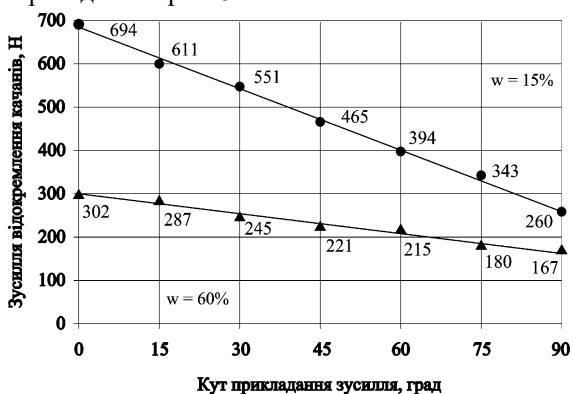
при максимальних розмірних значеннях плодоніжки та вологості зерна в качанах 60 % відповідно:

$$F_{від} = -4,573d_{пл} + 542,286; \quad (5)$$

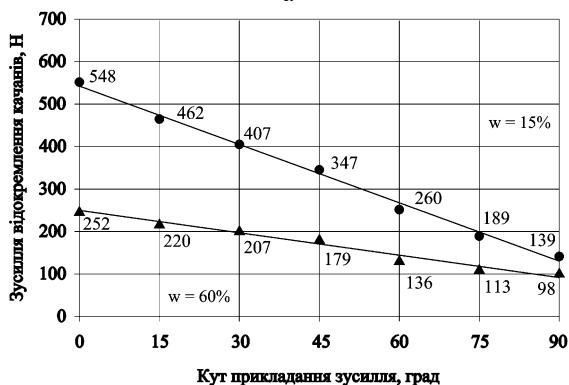
при мінімальних розмірних значеннях плодоніжки та вологості зерна в качанах 60 % відповідно:

$$F_{від} = -1,777d_{пл} + 252,379. \quad (6)$$

Графічні інтерпретації результатів експериментальних досліджень приведені на рис. 3.



а



б

Рис. 3. Залежність зусилля відокремлення качанів від кута її прикладання: а – при $d_{пл} = \max$; б – при $d_{пл} = \min$

Аналіз отриманих даних експериментальних досліджень показав, що зі збільшенням кута прикладання сили до 90° зусилля, необхідне для відокремлення качанів зменшується при всіх вологостях. Так при вологості зерна в качанах 15% відокремлюючи зусилля для максимального та мінімального діаметру плодоніжки зменшилось відповідно з 694 і 540 Н до 260 і 139 Н, а при вологості 60% – з 302 і 252 Н до 167 і 98 Н відповідно.

Висновки. На підставі проведених досліджень встановлено, що зі збільшенням діаметру плодоніжки зростає величина зусилля необхідного для її руйнування. Зі збільшенням кута прикладання сили до 90° при вологості зерна в качанах 15% і 60% зусилля, необхідне для відокремлення качанів, зменшується в середньому в 3,3 і 1,2 рази відповідно. Отримані результати показали високу технологічну ефективність даного способу відокремлення качанів, тому вважається за необхідне проведення подальших наукових досліджень в цьому напрямку.

Літератури

1. Воронюк Б.А. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. – М.: Колос, 1970. – 432 с.
2. Гребенюк Г.І. Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качановідокремлювальних пристроїв кукурудзозбиральних машин / Г.І. Гребенюк, Д.В. Кузенко, О.В. Бондаренко // Вісник аграрної науки Причорномор'я, 1999. – Вип. 7. – С. 32–36.
3. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
4. Третяк Л.Н. Обработка результатов наблюдений: учебное пособие / Л.Н. Третяк. – Оренбург: ГОУ УГО, 2004. – 171 с.
5. Ярцева М.Б. Методика математического планирования эксперимента / М.Б. Ярцева. – М. : Наука, 1973. – 140 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 631.358.42

© Р.М. Рогатинський, д.т.н., М.Р. Гевко
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

В статті представлено конструкцію розробленого стенда для проведення експериментальних досліджень робочого органу гвинтового конвеєра, виконаного у вигляді шарнірно з'єднаних секцій. Наведено методiku та результати виконаних експериментальних досліджень із визначення впливу відстані між торцями ребер сусідніх секцій на енергетичні параметри процесу транспортування зернового матеріалу.

ГНУЧКИЙ ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР, РОБОЧИЙ ОРГАН, КРУТНИЙ МОМЕНТ, ПОТУЖНІСТЬ.

Постановка проблеми. Гвинтові конвеєри є одним із основних засобів для транспортування різного роду сипких вантажів. Використання секційних гнучких гвинтових конвеєрів при відносно невеликих габаритних розмірах дозволяє транспортувати сипкі вантажі з високою продуктивністю та низьким ступенем пошкодження матеріалу. До недоліків слід віднести складність конструкції та значну металомісткість порівняно з суцільними аналогами. Тому можливість спрощення конструкції, зменшення металомісткості і, як наслідок зменшення енерговитрат і ступеню пошкодження матеріалу при незмінній продуктивності та експлуатаційних характеристиках є особливо актуальними напрямками для подальших досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час ведуться активні пошуки можливості вдосконалення секційних гвинтових робочих органів з метою підвищення їх експлуатаційних показників [1; 2; 3; 4], оскільки безвальні гвинтові робочі органи, незважаючи на простоту конструкції, не забезпечують відповідної продуктивності, або мають низький ресурс роботи. Основні напрямки вдосконалення конструкцій робочих органів, проведення теоретичних і експериментальних досліджень пов'язані із зменшенням енерговитрат на процес транспортування, спрощення конструкцій та зменшення їх металомісткості, а також підвищення експлуатаційних показників [3; 4; 5].

Мета роботи. Обґрунтування параметрів секційного гвинтового конвеєра із покращеними техніко-економічними властивостями, та встановлення їх впливу на енергетичні показники транспортування зернового матеріалу при різній частоті обертання робочого органу.

Результати досліджень. Для проведення експериментальних досліджень було розроблено та виготовлено дослідну установку, загальний вигляд якої представлено на рисунку 1.

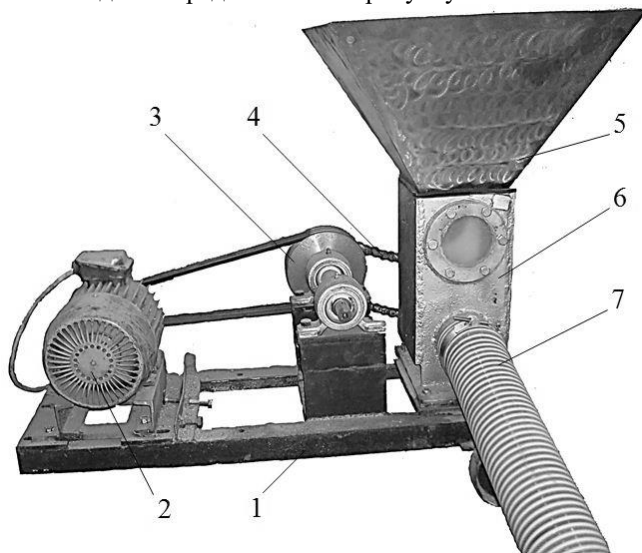


Рис. 1. Загальний вигляд експериментальної установки

Вона містить раму 1, на якій з можливістю повздовжнього зміщення та фіксації, встановлено електродвигун 2 (потужність 2,2 кВт, частота обертання ротора 1460 об/хв). Привідний вал електродвигуна за допомогою пасової передачі зв'язаний з проміжним валом 3, який в опорах закріплено на кронштейні. В свою чергу проміжний вал за допомогою ланцюгової передачі 4 з'єднаний з привідним валом шарнірно-секційного робочого органу [6; 7], який вільно розташований у гнучкому кожусі вивантажувальної магістралі 7 гвинтового конвеєра. Привідний вал робочого органу через підшипниковий вузол, а також гнучкий кожух, закріплені в перевантажувальному патрубку 6, у верхній частині якого встановлений змінний завантажувальний бункер 5.

У даному варіанті конвеєр працює у штовхаючому режимі, тобто сипкий матеріал рухається від привідного валу у зону вивантаження.

Для роботи конвеєра у тягучому режимі, заслонка під перевантажувальним патрубком відкривалась, а рама конвеєра встановлювалась на додаткові опори, які дозволяли вільно просипатись матеріалу при вивантаженні. При цьому встановлювали додатковий завантажувальний патрубок, в якому розташовувався вільний кінець спіралі, а над завантажувальним патрубком закріплювали демонтований з перевантажувального патрубка бункер.

Методика проведення експерименту була наступною. Попередньо у бункер засипали зерно і транспортували до зони вивантаження. Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0.

Після завершення процесу транспортування матеріалу у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера отримували дані про зміну крутного моменту, потужності двигуна в часі.

Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для регулювання кінематичних параметрів технологічного процесу і отримання результатів зображено на рис.2.



Рис.2. Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для регулювання частоти обертання ротора електродвигуна і отримання результатів

Дані отримували у форматі графічних залежностей (рис.3).

Для аналізу отриманих результатів було побудовано графічні залежності крутного моменту T та потужності двигуна N від частоти обертання робочого органу n , при різних величинах відстані між торцями гвинтових ребер сусідніх секцій Δ . Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення отриманих в результаті досліджень даних. Величина крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних.

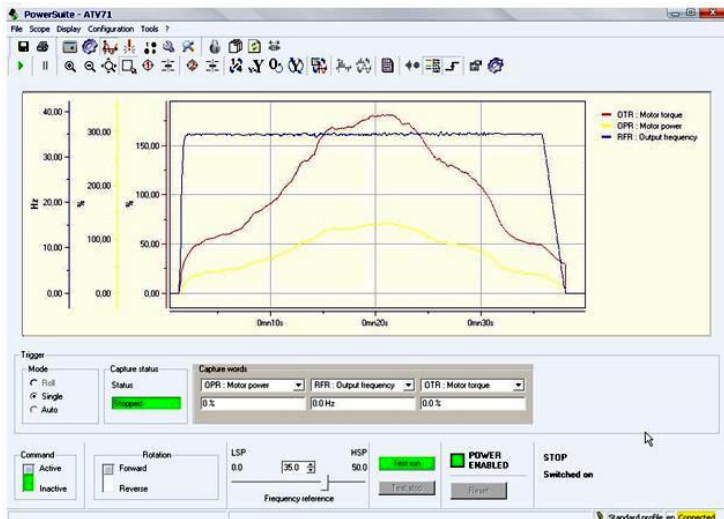


Рис.3. Вікно програми з отриманими результатами

Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Аналогічно для крутного моменту. Для визначення номінального крутного моменту використовувалась формула:

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} (Нм),$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт); n – частота обертання (об/хв).

Для нашого випадку: $M_n=14,39Нм$.

Перевищення номінальної потужності та крутного моменту пояснюється тим, що перетворювач частоти може короткочасно перевищувати свій номінальний струм до 170%. Якщо перетворювач вибрано із запасом, то 170% перетворювача можуть становити 210% перевантаження двигуна.

Потрібно також відмітити, що момент перетворювачем розраховується за математичною моделлю і похибка може сягати 20% (або 5% в режимі зі зворотнім зв'язком з енкадера).

Далі за піковими значеннями отримані результати фіксувались в таблицях. Досліди проводились для 4 швидкостей обертання робочого органу. Для зміни швидкості обертання через перетворювач частоти змінювали частоту напруги, яка подавалась на двигун. Також змінювали параметр Δ – відстань між гвинтовим ребрами.

Експерименти проводили для трьох його значень: 14, 28 і 42мм. Слід відзначити, що при збільшенні відстані Δ і однакої довжині робочого органу його маса зменшувалась і відповідно становила 7,38, 7,04 і 6,64 кг. При цьому довжина магістралі транспортування зернового матеріалу була сталою і дорівнювала 1,5м.

За результатами отриманих досліджень побудовані графічні залежності для тягового і штовхаючого режимів при повністю заповненій технологічній магістралі та для холостого обертання робочого органу в гнучкому кожусі при різних зазорах (величина Δ) між торцями гвинтових ребер сусідніх секцій.

Так на рис.4 представлені графічні залежності крутного моменту T та потужності N в залежності від частоти обертання привідного валу робочого органу n при повному заповненні технологічної магістралі зерновим матеріалом.

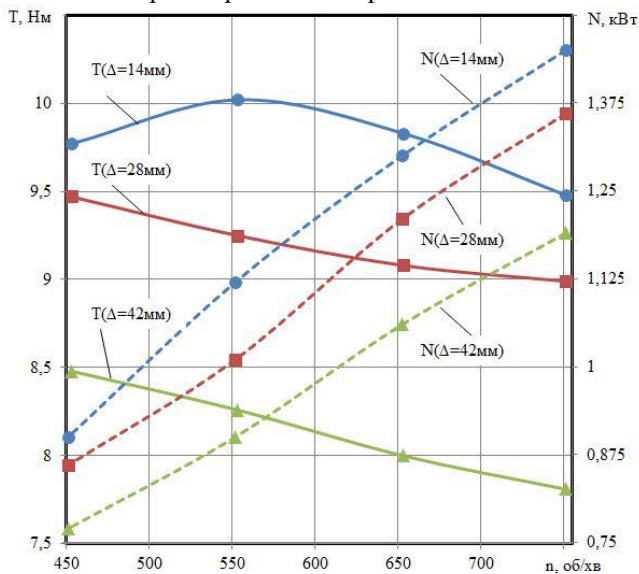


Рис.4. Графічні залежності крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n при повному заповненні магістралі зерновим матеріалом у тягнучому режимі

Аналіз даних графічних залежностей показує, що при збільшенні частоти обертання робочого органу від 450 до 750 об/хв,

крутний момент T спадає, причому для зазору $\Delta=14\text{мм}$ падіння ΔT становить 3%, для $\Delta=28\text{мм}$ – $\Delta T=5,3\%$, а для $\Delta=42\text{мм}$ – $\Delta T=8,6\%$.

Графічну залежність крутного моменту для зазору $\Delta=42\text{мм}$ можна пояснити тим, що при зростанні частоти обертання робочого органу від 450 до 570 об/хв сипкий матеріал долає відстань Δ не тільки за рахунок кінетичної енергії, яку від отримує від взаємодії з ребрами спіралі секції робочого органу, а й за рахунок постійної подачі із зони забору. При подальшому зростанні частоти обертання кінематична енергія матеріалу стає достатньою для того, щоб подолати відстань Δ тільки за рахунок кінетичної енергії, отриманої від взаємодії із ребрами спіралі секції робочого органу.

Таким чином, можна констатувати, що збільшення відстані між торцями ребер сусідніх секцій Δ призводить до відносного зменшення крутного моменту.

Щодо потужності, то з урахуванням частоти обертання робочого органу графічні залежності мають досить чітко виражений лінійний характер зростання величини потужності при збільшенні частоти обертання робочого органу.

Так для $\Delta=14\text{мм}$ – $\Delta N=61\%$, для $\Delta=28\text{мм}$ – $\Delta N=58\%$, для $\Delta=42\text{мм}$ – $\Delta N=54\%$.

Зменшення як абсолютних так і відносних значень зміни потужності при збільшенні зазору Δ для тягучого режиму можна пояснити тим, що при однаковій довжині магістралі і збільшенні величини Δ маса робочого органу зменшується.

Також необхідно зауважити, що в тягучому режимі робочий орган працює на розтяг, тому не відбувається радіального та кутового зміщення секцій одних відносно одних і відповідно не виникає надлишкового тертя робочого органу по внутрішній поверхні гнучкого кожуха.

Стосовно роботи конвеєра в холостому режимі, то з аналізу графічних залежностей (рис. 5) випливає, що як крутний момент T , так і потужність N мають тенденцію до зростання при збільшенні n . Необхідно зауважити, що при збільшенні маси робочого органу відповідно зростає і значення T і N . Так, при зміні від $\Delta=42\text{мм}$ до $\Delta=14\text{мм}$ зростання ΔT становить $\Delta T=1,14\dots 1,63$ Нм, а $\Delta N=0,09\dots 0,15\text{кВт}$. Це можна пояснити тим, що при зростанні n збільшуються вібрації вільно розташованого робочого органу в еластичному кожусі та відповідно зростає динамічний коефіцієнт тертя між ними.

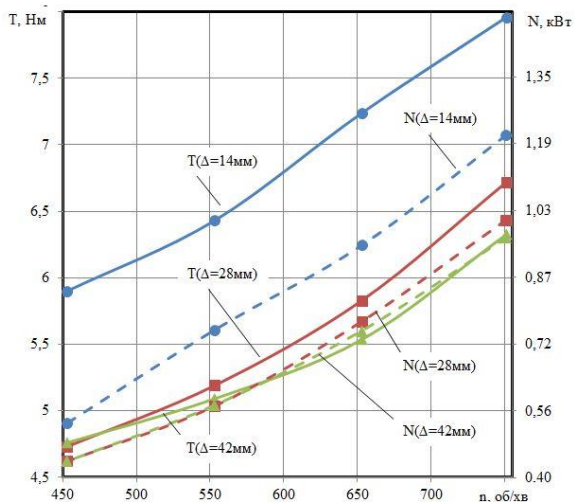


Рис.5. Графічні залежності крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n при холостому ході тягучого режиму

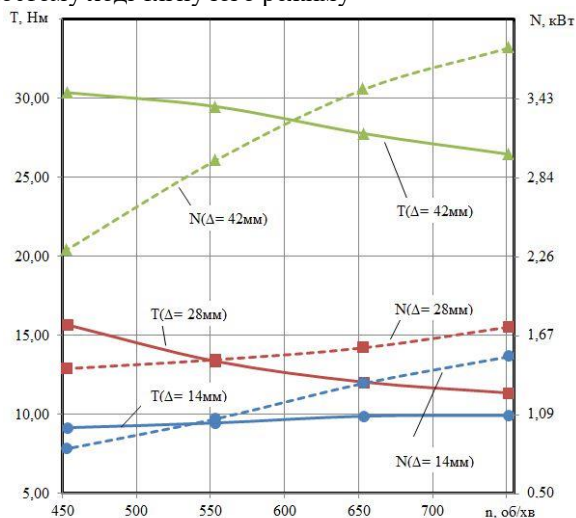


Рис.6. Графічні залежності крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n при повному заповненні магістралі зерновим матеріалом у штовхаючому режимі

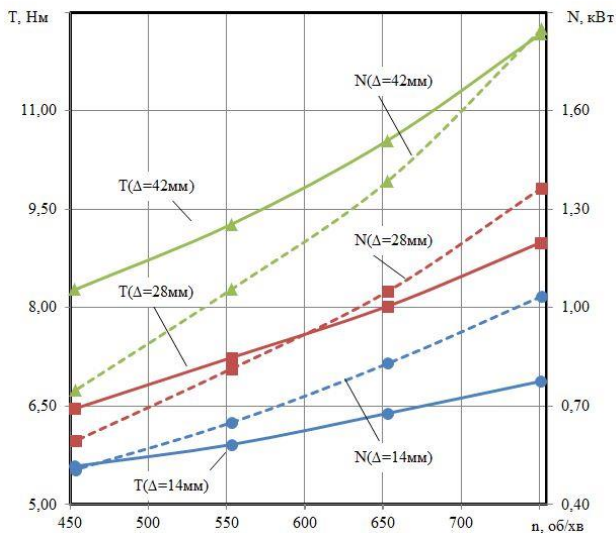


Рис.7. Графічні залежності крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n при холостому ході штовхаючого режиму

Для штовхаючого режиму роботи при зростанні зазору Δ спостерігається подібні тенденції зміни крутного моменту і потужності, однак їх числові значення є значно більші ніж при тягучому режимі при зростанні відстані Δ (рис.6).

Так для величини $\Delta=14$ мм розбіжність значень крутних моментів для тягучого і штовхаючого режиму знаходиться в межах 6,5...8,4%, для $\Delta=28$ мм – 26...66%, а для $\Delta=42$ мм – 239...258%.

Стосовно потужності, то аналогічно для $\Delta=14$ мм – 4,8...7,1%, $\Delta=28$ мм – 28...66%, $\Delta=42$ мм – 220...1001%.

Це пояснюється тим, що при збільшенні Δ зростає радіальне і кутове зміщення секцій, що призводить до зміни нормальної сили, яка визначає силу тертя від радіальної до зміщеної.

Холостий хід в штовхаючому режимі подібний до тягучого, однак числові значення T і N є більшими при штовхаючому режимі (рис.7).

Так для величини $\Delta=14$ мм розбіжність значень крутних моментів для тягучого і штовхаючого режиму при холостому ході

знаходиться в межах 5,7...15,7%, для $\Delta=28\text{мм}$ – 34...37%, а для $\Delta=42\text{мм}$ – 74...92%.

Стосовно потужності, то аналогічно для $\Delta=14\text{мм}$ – 3,9...17,5%, $\Delta=28\text{мм}$ – 34...35%, $\Delta=42\text{мм}$ – 70...91%.

Висновки. Для тягнучого режиму при заданих умовах транспортування домінуючим фактором впливу на крутний момент T і потужність електродвигуна N була вага робочого органу. Однак слід зауважити, що при збільшенні довжини магістралі така тенденція не зберігається. Для штовхаючого режиму основним фактором впливу на енергетичні показники процесу було радіальне і кутове зміщення секцій і, як наслідок - зміни нормальної сили, яка визначає силу тертя від радіальної до зміщеної. При збільшенні відстані між торцями ребер сусідніх секцій енергетичні показники не зазнають суттєвих змін, а зменшення маси робочого органу позитивно впливає на процес транспортування в цілому.

Таким чином можна констатувати, що виготовлення секційних гнучких гвинтових конвеєрів із певною відстанню між торцями гвинтових ребер сусідніх секцій Δ є цілком виправданим, більше того це веде до зменшення металомісткості робочого органу. Однак вплив величини Δ на енергетичні параметри процесу транспортування сипких матеріалів потребує подальших досліджень.

Література

1. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин./ Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. – Львов: Высшая школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. –176с.

2. Вітровий А.О. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра / Вітровий А.О., Гевко Р.Б. – Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". –Вип. 4. –Луцьк: Видавництво ЛДТУ. –1998. –С. 34–36.

3. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра / Павлова І.О. Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Випуск 12.– Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2004.– 108–115с.

4. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів./ Лещук Р.Я. – Дис.канд.наук: 05.02.02.–Львів,2004.–148с.

5. Пат. 16946 Україна, МПК В65G 33/16. Шарнірний робочий орган гвинтового конвеєра/ Гевко М.Р.; заявник і власник патенту

Гевко М.Р.–. №u200509632; заявл. 13.10.2005; опубл.15.09.2006; Бюл.№9.– 3с.

6. Пат. 61757 Україна, МПК В65G 33/00. Робочий орган шарнірного гвинтового конвеєра / Рогатинський Р.М., Гевко М.Р., Вітровий А.О.; заявник і власник патенту Тернопільський національний економічний університет. – №u201100756; заявл. 24.01.2011; опубл.25.07.2011; Бюл.№14.– 2с.

7. Пат. 62368 Україна, МПК В65G 33/00. Експериментальний робочий орган шарнірного гвинтового конвеєра/ Гевко М.Р.; заявник і власник патенту Гевко М.Р. – №u201100756; заявл. 07.02.2011; опубл.25.08.2011; Бюл.№16.– 2с.

УДК 321.371

© В.В. Сацюк, к.т.н.; В.О. Хвесик
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПЕРЕТВОРЕННЯ СОНЯЧНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ В СЕРЕДИНІ КОЛЕКТОРА

У статті наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень процесу приготування сушильного агента у сонячному тепловому колекторі. Наведено математичну модель процесу нагріву повітря в колекторі у вигляді рівняння регресії.

ВИПРОМІНЕННЯ, КОЛЕКТОР, ТЕМПЕРАТУРА, ІНТЕНСИВНІСТЬ, РІВНЯННЯ РЕГРЕСІЇ.

Постановка проблеми. Інтенсивність сонячної радіації залежить від таких факторів: тривалості дня, хмарності, висоти Сонця над горизонтом, вологості і прозорості атмосфери, географічної широти. Сумарна сонячна радіація складається з прямої (що безпосередньо досягає поверхні Землі) та розсіяної (радіація, що розсіяна хмарами та пилом).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження сонячного теплового колектора проведено рядом авторів [1, 3], але процес приготування сушильного агента у сонячному тепловому колекторі розглянутий недостатньо.

Мета роботи. Отримати математичну модель впливу конструктивних та технологічних параметрів теплового колектора на вихідну температуру сушильного агента.

Результати дослідження. Сонячні колектори для нагрівання теплоносія використовують сумарну сонячну радіацію, яка складається з прямої, розсіяної та відбитої. Щільність потоку прямої сонячної радіації в площині колектору H_{np} на поверхню нахилену під кутом до горизонту становить:

$$H_{np} = H_{sc} \cdot R_{np} \cdot K_{am}, \quad (1)$$

де R_{np} – коефіцієнт перерахунку приходу прямої сонячної радіації з горизонтальної на похилу поверхню; K_{am} – коефіцієнт, який враховує поправку на повітряну масу, через яку проходить сонячне випромінювання. Коефіцієнт перерахунку приходу прямої сонячної радіації на похилу поверхню становить:

$$R_{np} = \frac{\cos \theta_{nox}}{\cos \theta_{cop}}, \quad (2)$$

де θ_{nox} – кут між напрямком прямого сонячного випромінювання та нормаллю до похилої поверхні; θ_{cop} – кут між напрямком прямого сонячного випромінювання та нормаллю до горизонтальної поверхні.

Формула (1) дозволяє розраховувати лише величину потоку прямої сонячної радіації, напрямлену на довільну поверхню. Проте, будь-який сонячний колектор сприймає на себе також дію розсіяної сонячної радіації.

Плоскі сонячні колектори уловлюють як пряму, так і розсіяну сонячну енергію і дозволяють отримати повітря з температурою 40...60 °С. Сезонна ефективність простих пасивних геліосистем може виявитися не менш ефективною в порівнянні з більш складними та дорогими системами сонячного теплопостачання.

Вибір, склад і компоновка елементів активної системи визначається в кожному конкретному випадку кліматичними факторами, типом об'єкту, режимом теплопостачання, економічними показниками. В зв'язку з тим, що підтримувати поверхню сонячного колектора перпендикулярно сонячним променям за допомогою системи слідкування складно і дорого, колектори встановлюють нерухомо, або змінюють орієнтацію два рази на рік. Найкраще орієнтувати колектори на південь. Оптимальний кут нахилу колектора до горизонту складає:

- $S = \varphi + 12^\circ$, - при літній (сезонній) експлуатації
- $S = \varphi - 12^\circ$, - при круглорічній експлуатації

де φ - широта місцевості.

Найбільш простою моделлю є плоский сонячний колектор [2].

Режим роботи сонячного колектора описується рівнянням

енергетичного балансу, котре розділяє енергію сонячної радіації на корисну акумульовану енергію і втрати. Енергетичний баланс колектора в цілому можна записати в такому вигляді:

$$S \left[(H \cdot R \cdot \tau_{\alpha})_b + (H \cdot R \cdot \tau_{\alpha})_d \right] = Q_u + Q_L + Q_S \quad (3)$$

де H – щільність потоку сонячного випромінювання (прямого або розсіяного), падаючого на одиницю площі горизонтальної поверхні; R – коефіцієнт перерахунку щільності потоку прямого або розсіяного випромінювання з горизонтальної на похилу поверхню; τ_{α} – приведена поглинаюча властивість системи покриттів відносно прямого або розсіяного випромінювання; S – площа колектора; Q_u – тепловий потік в сонячному колекторі (корисне тепло); Q_L – теплові втрати колектора в навколишнє середовище шляхом випромінювання; Q_S – потік тепла, що акумулюється колектором.

Показником ефективності колектора сонячної енергії є його коефіцієнт корисної дії (ККД) – відношення корисної теплової енергії Q_u до падаючої сонячної енергії.

Теплопродуктивність колектора оцінюється за температурами теплоносія на вході і виході колектора за формулою:

$$Q_u = G \cdot C_p (T_o - T_i), \quad (5)$$

де G – масова витрата теплоносія, кг/с; C_p – питома масова теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К); T_o, T_i – температури теплоносія на виході та вході в тепловий колектора, $^{\circ}\text{C}$.

У стані рівноваги (відсутня циркуляція теплоносія) при достатній інтенсивності випромінювання Сонця та температури навколишнього середовища колектор нагрівається до максимальної температури. Температура рівноваги і є характеристикою теплової ефективності колектора (теплових втрат колектора).

Для дослідження процесу нагріву теплоносія у тепловому колекторі проведено експериментальні дослідження. Для досліджень використовувалась експериментальна установка (конструкція схеми та фото якої наведено у [2]).

Для отримання впливу досліджуваних факторів на температуру нагріву теплоносія (сушильного агента) у вигляді рівняння регресії було застосовано математичний метод планування експерименту. Дослідження проводилось за допомогою симетричного некомпозиційного плану Бокса-Бенкіна другого порядку.

Обробка отриманих результатів досліджень на ЕОМ (за допомогою розробленої у середовищі програми Mathcad, згідно з

трирівневим планом другого порядку Бокса-Бенкіна) дозволила отримати рівняння регресії вихідної температури повітря із факторами у кодованих значеннях:

$$Y = 42.556 + 7.646 \cdot x_1 - 2,958 \cdot x_2 + 6.771 \cdot x_3 - 0.542 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0.181 \cdot x_1^2 + 0.472 \cdot x_2^2 - 0.319 \cdot x_3^2, \quad (6)$$

де x_1 – кодоване значення вхідної температури повітря; x_2 – кодоване значення витрати повітря; x_3 – кодоване значення робочої площі колектора ;

Перевірку адекватності отриманого рівняння регресії (6) проводили за допомогою критерію Фішера F_ϕ . Розрахункове значення критерію Фішера становило $F_\phi = 21,1$ при дисперсії неадекватності $S_{неад2} = 0.195$ і дисперсії відтворюваності $S_{y2} = 9.259 \cdot 10^{-3}$.

Табличне значення критерію Фішера при прийнятому 5%-му рівні значущості, згідно з , складало:

$$F_\phi(0,05; f_2; f_1) = 3,023 ,$$

де f_2 – число ступенів вільності дисперсії неадекватності ($f_2 = 5$)

f_1 – число ступенів вільності дисперсії відтворюваності (f_1).

Оскільки $F_\phi = 21,1 \geq F_\phi(0,05; f_2; f_1) = 3,023$, то отримана модель адекватна.

Оцінка значущості коефіцієнтів регресії проводилась за допомогою критерію Стьюдента.

Підставивши фактори у (6), отримали рівняння із факторами в натуральному виді:

$$y(S, G) = 73.75 \cdot G^2 - 11.29 \cdot G \cdot T - 105.24 \cdot G + 0.47975 \cdot S^2 - 0.45 \cdot S + 0.005 \cdot T^2 + 1.53 \cdot T + 13.49 . \quad (7)$$

Для аналізу зміни вихідної температури сушильного агента із сонячного теплового колектора було побудовано поверхні відгуку та їх двомірні січення рис.

Висновки. Найбільший вплив із досліджуваних факторів на температуру сушильного агента має робоча площа колектора та температура вхідного потоку повітря у колектор, про що свідчать значення коефіцієнтів при даних факторах у рівнянні регресії.

Значний вплив на значення ККД сонячного колектора має температура вхідного потоку повітря у колектор: чим нижча температура, тим менші теплові втрати і вищий ККД теплового сонячного колектора.

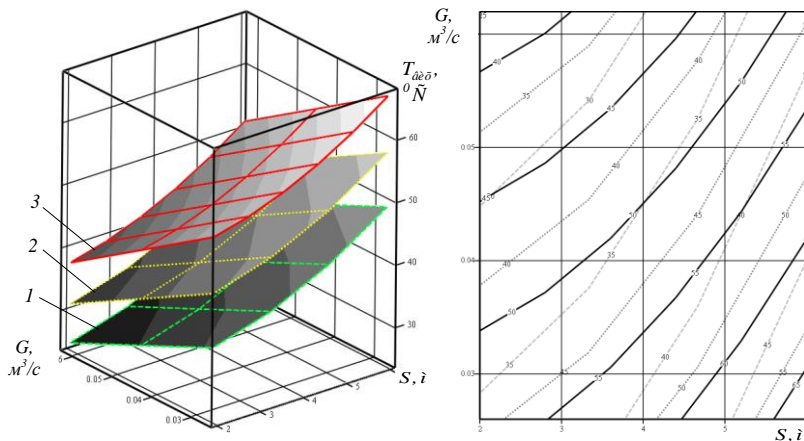


Рис. Залежність температури сушильного агента від величини витрати G та площі колектора S при температурі повітря на вході в тепловий колектор: 1 – $T=18^{\circ}\text{C}$; 2- $T=24^{\circ}\text{C}$; 3 - $T=30^{\circ}\text{C}$

Література

1. Драганов Б.Х. Использование возобновляющих и вторичных энергоресурсов в сельском хозяйстве.– Киев: Выща школа, 1988. – 54с.
2. Сацюк В.В. Сонячна конвективна сушарка/ В.В. Сацюк, В.Ю. Боярчук // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 20. Луцьк: Ред.– вид. відділ ЛНТУ, 2010.–С.294-297.
3. Соколов Е.Я., Бородянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергия. 1981.– 315с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358:634.22

© Я.В. Семен, к.т.н., З.О. Гошко, к.т.н., І.І. Ріпка, к.т.н., О.Я. Семен
Львівський національний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПЕТЛІ-ЗАХВАТА ТРОСОВОЇ ПЛОДОЗНІМАЛЬНОЇ МАШИНИ

Проведено огляд та проаналізовано роботу відомих захватів плодозбиральних машин. Запропонована конструкція й обґрунтовано фрикційні властивості матеріалів наповнювача і оболонки адаптивної петлі-захвата.

СИПКІЙ НАПОВНЮВАЧ, ПЕТЛЯ-ЗАХВАТ, СТРУШУВАЧ, КОЕФІЦІЄНТ ЗЧЕПЛЕННЯ, ШТАМБ, ДЕРЕВО.

Постановка проблеми. Україна займає одне з чільних місць з виробництва плодовоовочевої продукції у світі. Доволі сприятливі ґрунтово-кліматичні умови дозволяють отримувати хороші врожаї плодів та ягід. Поряд з цим, нарощуванню виробництва продукції перешкоджає низький рівень агротехніки, повільне запровадження перспективних високоврожайних сортів багаторічних насаджень та великі затрати праці, особливо під час збирання врожаю.

Розроблена Галузева програма розвитку садівництва України на період до 2025 року [1] покликана не тільки відновити садівництво, але й вивести його на якісно новий рівень господарювання та маркетингу.

Застосування збиральних машин дозволяє в залежності від умов і організації роботи підвищити продуктивність праці під час збирання в 3,7–12,6 рази, вивільнивши при цьому в середньому 50 чоловік в день під час використання однієї машини і знизити експлуатаційні затрати на 30–50% в порівнянні з ручним збиранням [2]. Але повільне запровадження механізованих технологій у садах стримується тим, що під час роботи вони можуть викликати пошкодження штамбів дерев у місцях передачі збурювальних зусиль, генерованих струшувачем і розподілених за площею контакту подушок захватів зі штаблом. Основна причина пошкоджень штамбів при механізованому збиранні – перевищення допустимих контактних тисків і дотичних зусиль на кору, що передаються через захват.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для зменшення шкідливих наслідків механізованого збирання на стан і плодоношення плодівих дерев розробляються різні пристосування, конструкції яких передбачають захист кори і камбієвого шару від надмірних

нормальних зусиль стиску та зусиль зминання і сколювання кори упоперек і вздовж волокон; захист кореневої системи від вихитування і гілок, що плодоносять, від обламування в процесі знімання плодів [3].

Відомо [3], що під час взаємодії оболонки петлі-захвата зі штамбом дерева його кора сприймає нормальний P_n і тангенціальний $P_{\tau\theta}$ (вздовж) та $P_{\tau\parallel}$ (поперек волокон) тиск, який визначається із співвідношень:

$$\begin{aligned} P_{\tau\parallel} &= \varphi_{зч\parallel} \cdot P_n ; \\ P_{\tau\theta} &= \varphi_{зч\theta} \cdot P_n , \end{aligned} \quad (1)$$

де $\varphi_{зч\parallel}$, $\varphi_{зч\theta}$ – відповідно коефіцієнти зчеплення оболонок петлі-захвата з корою дерева поперек і вздовж волокон.

Передача збурювальних зусиль деревам з нахиленими штамбами супроводжується зменшенням нормального тиску на кору P_n до значення, що не забезпечує агротехнічно допустимої повноти знімання врожаю, тобто

$$P_n < [P] , \quad (2)$$

де $[P]$ – допустимий нормальний тиск на кору, при якому забезпечується агротехнічно необхідна повнота знімання плодів, МПа.

Тангенціальний тиск поперек і вздовж волокон зростає пропорційно куту нахилу штамба, а це зумовлює зминання і сколювання кори дерева.

Проблематичним стає виконання умов, за яких не відбувається негативного впливу робочих органів машин на багаторічні насадження, а саме:

$$P_{\tau\parallel} \leq [\tau_{\parallel}] , \quad P_{\tau\theta} \leq [\tau_{\theta}] \quad (3)$$

де $[\tau_{\parallel}]$, $[\tau_{\theta}]$ – допустимий тиск на кору відповідно поперек і вздовж волокон, МПа.

Зменшити негативну дію тросового струшувача на кору під час знімання плодів з дерев, що мають нахилені штамби дозволила удосконалена петля-захват [4], додатково оснащена двома еластичними стрічками, поверхні контакту яких покриті консистентним мастилом. Стрічки встановлюють таким чином, щоб поверхня однієї контактувала з еластичними оболонками петлі-захвата, а іншої – зі штамбом дерева.

В цьому випадку під час генерації збурювальних зусиль нормальний тиск, що виникає, передається штамбу дерева через еластичні стрічки з коефіцієнтом зчеплення $\varphi_{ст}$ нижчим, ніж коефіцієнти зчеплення поверхонь оболонок і стрічки та кори штамба дерева і стрічки. А тому умову (1) можна записати у вигляді:

$$P_{\pi I} = \varphi_{\varphi\text{-і}} \cdot \varphi_{\text{рб}} \cdot P_n, \quad P_{\tau_a I} = \varphi_{\text{звб}} \cdot \varphi_{\text{рб}} \cdot P_n. \quad (4)$$

Стає очевидним зменшення тангенціального тиску, який зумовлює взаємодію петлі-захвата зі штаблом дерева без зминання і сколювання його кори поперек і вздовж волокон. Але запропонована конструкція тільки частково вирішує проблему пошкодження камбієвого шару стовбурів дерев, бо не враховує різні жорсткісно-демпфувальні властивості дерев і петель-захватів, які їх охоплюють. Трос охоплення, що використовується в конструкції петлі-захвата діє на еластичну стрічку переважно в зоні контакту (передачі збурювальних зусиль), а тому сипкий наповнювач, який міститься в спеціальних оболонках розподіляється за площею контакту з деревом нерівномірно.

Мета дослідження – провести аналіз фрикційних властивостей та вибрати матеріал сипкого наповнювача і оболонки адаптивної петлі-захвата.

Виклад основного матеріалу. Усунути недоліки, притаманні існуючій петлі-захвату, дозволяє запропонована модель, в якій замість троса використовуються прогумовані паси 8 (рис. 1), та 9, додатково прикріплені до зовнішнього боку суцільної еластичної основи 1 та гілок рукавів 2, 4 та 5, які охоплюють штабл дерева за напрямком стрілок А і Б [5].

Технологічний процес взаємодії адаптивної петлі-захвата зі штаблом дерева відбувається у декілька етапів. На першому з них її оболонка, заповнена сипким матеріалом, доторкається до штабла дерева без деформації. Під час здійснення попереднього натягу троса проходить перерозподіл сипкого матеріалу в порожнині оболонок (сипкий матеріал займає весь їх вільний об'єм). При цьому виникає пляма контакту адаптивної петлі зі штаблом і досить ефективно копіювання поверхневих нерівностей кори штабла, а тиск рівномірно розподіляється по всій площі контакту.

На наступному етапі включається віброзбурювач коливальних, генерованих зусиль від якого через адаптивні подушки передаються на штабл і відбувається знімання плодів. В процесі струшування під дією динамічних зусиль перерозподілений в оболонках сипкий матеріал ущільнюється, а площа контакту збільшується. В зв'язку з тим, що наповнювач досягає максимально можливої щільності, жорсткість петлі-захвата різко збільшується. В результаті досягається максимальна ефективність передачі збурювальних зусиль струшувача штабла дерева, що, в свою чергу, сприяє підвищенню ефективності знімання плодів і зменшення часу коливальних. Рівномірний розподіл збурювальних зусиль по всій площі плями контакту зі штаблом

забезпечує зниження питомого тиску на кору і сприяє зменшенню імовірності механічних пошкоджень кори і камбієвого шару.

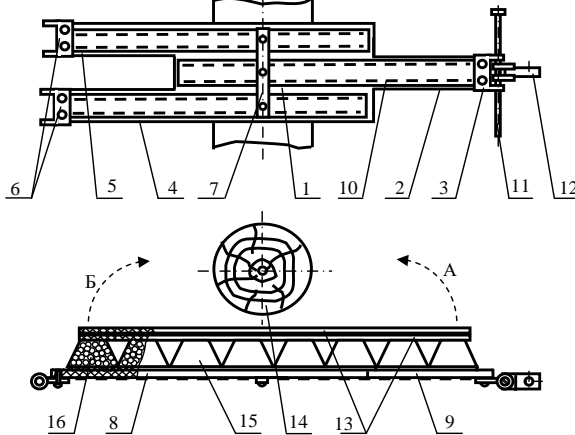


Рис. 1. Адаптивна самозатискна петля-захват тросового струшувача: А, Б – напрями охоплення штамба рукавами; 1 – еластична основа; 2 – правобічний рукав; 3 – шарнір правобічного рукава; 4 – нижня гілка лівобічного рукава, 5 – верхня гілка лівобічного рукава; 6 – шарніри лівобічних рукавів; 7 – пластина; 8 – прогумований пас лівобічних рукавів; 9 – прогумований пас правобічного рукава; 10 – скоби; 11 – палець; 12 – кронштейн, 13 – еластичні стрічки; 14 – штамп дерева; 15 – оболонка; 16 – сипкий наповнювач

При дослідженні фрикційних властивостей оболонки і сипкого матеріалу адаптивної петлі-захвата будемо виходити з того, що за напрямом стискання прикладається лише нормальний тиск, а дотичний рівний нулю і коефіцієнт бічного розпору визначається за формулою

$$\xi = tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_0}{2} \right) \quad (5)$$

де φ_0 – кут внутрішнього тертя сипкого матеріалу.

Якщо під час взаємодії петлі-захвату зі штамбом дерева кут γ відхилення від нормалі повного тиску такий же як кут φ тертя крупинок наповнювача об оболонку або куту φ_0 внутрішнього тертя крупинок наповнювача, то можливе ковзання сипкого матеріалу по оболонці або усередині шарів наповнювача. Тому приймаємо умову, що $\varphi_0 > \varphi$.

З рівності

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \gamma \quad (6)$$

отримуємо:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\xi - \operatorname{tg} \beta}{1 + \xi \operatorname{tg} \beta}. \quad (7)$$

Вирішуючи одержане рівняння відносно $\operatorname{tg} \beta$, маємо:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\xi - \operatorname{tg} \varphi}{1 + \xi \operatorname{tg} \varphi} \quad (8)$$

З аналізу даного процесу виходить, що кут β може змінюватися в межах $0 \leq \beta \leq \pi/2$ для окремої оболонки петлі-захвату.

Якщо $\beta > \pi/2$, то вдавлення штамбу в оболонку петлі-захвату відбувається на величину $\Delta > R_{ш}$ (де $R_{ш}$ – радіус штамба дерева), що неможливе з технологічних міркувань зважаючи на необхідність повного охоплення штамбу іншими оболонками, розміщеними на петлі. Тому $\operatorname{tg} \beta > 0$, а це значить, що в рівнянні (8) чисельник не повинен бути від’ємним, тобто $\xi - \operatorname{tg} \varphi \geq 0$, або $\operatorname{tg} \varphi \leq \xi$.

При $\varphi > \varphi_0$ отримана нерівність з врахуванням (5) набуде вигляду:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 \leq \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_0}{2} \right) \quad (9)$$

Обмеження зони пошуку коренів даної нерівності обґрунтовується реальними значеннями кута тертя. Тому нерівність (9) буде справедлива в тому випадку, якщо $\varphi_0 \geq 0.408$ рад.

При недотриманні умови $\operatorname{tg} \varphi \leq \xi$, і відповідних з нього нерівностей, при вдавленні штамбу в оболонку адаптивної петлі-захвату буде відбуватися перерозподіл сипкого матеріалу, викликаний взаємним ковзанням шарів, а також ковзанням по стінках оболонки в напрямі, перпендикулярному лінії дії стискаючої сили. При цьому крім нормального тиску на розглянутий вище елемент сипкого матеріалу діятимуть і дотичні зусилля. Хоча це і призводить до вирівнювання величин відносного стискання і нормального тиску по висоті шару, але разом з тим викликає тертя усередині маси сипкого матеріалу, що в свою чергу, під час динамічного навантаження на оболонки петлі негативно позначиться на енергетиці процесу (частина енергії переходитиме в теплову і розсіватиметься в оболонці). Як наслідок, виникає небезпека втрати сипким матеріалом пружних властивостей.

Перерозподіл сипкого матеріалу усередині оболонки петлі-захвату допускається лише на початковому етапі формування плями контакту, коли тиск на елемент сипкого матеріалу визначається внутрішнім тиском p_0 , що відповідає початковому стисненню сипкого

матеріалу внаслідок дії сил тяжіння, зчеплення між частинками і попереднього підтискання.

Особливо явно цей процес прослідковуватиметься при неповному заповненні об'єму оболонки сипким матеріалом. В цьому випадку перерозподіл сипкого матеріалу йтиме до тих пір, поки об'єм частини штамба, вдавлений в оболонки, не виявиться рівним сукупному об'єму пустот. При цьому тиск досягне p_0 , і його подальше збільшення відбуватиметься без переміщення шарів сипкого матеріалу.

Таким чином, при виборі матеріалів наповнювача і оболонки адаптивної петлі-захвата слід виходити з наступних міркувань.

1. Визначальною умовою повинно бути допущення, що кут тертя сипкого матеріалу об оболонку більший за кут внутрішнього тертя самого сипкого матеріалу ($\varphi_0 \geq 0,408$ рад.).

2. Якщо даної умова технічно досягнути бути не можливо, то необхідно матеріал оболонки підбирати таким чином, щоб коефіцієнт тертя сипкого матеріалу по ньому був не більшим за коефіцієнт бокового розпору наповнювача.

Виходячи з вказаних міркувань, був підібраний сипкий матеріал за його фізико-механічними властивостями (табл.).

Таблиця. Фрикційні властивості сипких матеріалів

Назва матеріалу	Кут φ_0 внутрішнього тертя, рад. (коэф. тертя)	Кут φ тертя об оболонку, рад. (коэф. тертя)	Коефіцієнт бокового розпору ζ	φ^* , рад.
Фторопласт 3	0,53 (0,587)	0,59 (0,670)	0,328	0,408
Полістироли ПСМД і МСМ	0,38 (0,399)	0,54 (0,599)	0,459	0,408
Поліметил-метакрилат ЛПТ	0,76 (0,95)	0,69 (0,83)	0,184	0,408

З представлених даних видно, що полістироли ПСМД і МСМ не можуть бути використані як сипкий матеріал адаптивних оболонок петлі-захвата, оскільки не виконується визначальна умова по куту внутрішнього тертя: $\varphi_0 = 0,38$ рад., що менше $\varphi^* = 0,408$ рад.

Для поліметилметакрилата ЛПТ $\varphi_0 = 0,76$ рад.; тобто перша умова виконується, але кут тертя цього матеріалу об оболонку $\varphi = 0,69$ рад. менший за кут внутрішнього тертя ($\varphi_0 = 0,76$ рад.). Фторопласт 3

відповідає всім висунутим вимогам, тому він рекомендується, як сикий матеріал для оболонок петлі-захвата тросового плодознімального засобу.

Найкращим матеріалом для оболонок адаптивної самозатискної петлі-захвата є ізопринова стереорегулярна армована гума на основі SKI-30, а наповнювачем для них є гранули діаметром 1,5 – 3,5 мм із фторопласта 3, що має коефіцієнт внутрішнього тертя 0,53 рад.

Висновки: Плодознімальні машини тросового типу можуть використовуватися в садах з довільною схемою садіння, а обладнання їх запропонованою самозатискною петлею-захватом дозволить адаптувати їх до широкого діапазону помологічних рядів багаторічних насаджень. Їх суттєвою перевагою є віброударний режим роботи, що убезпечує дерева від пошкоджень. На даний час машини такого типу знаходяться в стадії розробки і ще не набули широкого застосування в садівничих господарствах України.

Аналіз попередньо отриманих результатів проведених досліджень буде використаний для проведення теоретичних напрацювань з визначення зони (площі) контакту адаптивної петлі-захвату зі штамбом дерева та моделювання процесу відокремлення плодів з побудовою математичних моделей дерева на основі балки Тимошенко. Наступним кроком буде серія експериментів з визначення жорсткісно-демпфувальних властивостей адаптивної петлі-захвату та остаточне визначення найкращого матеріалу для її оболонок.

Література

1. Галузева програма розвитку садівництва України на період до 2025 року www.minagro.gov.ua.
2. Интенсивные технологии в садоводстве (пер. с польск. Н.А. Чупеева) –М.: Агропромиздат, 1990. –300 с.
3. Шевчук Р.С., Драный А.В. Новые конструкции захватов плодуборочных машин //Тракторы и сельскохозяйственные машины. –1995. –№11. –С. 34 – 35.
4. Патент МПК 7A01D 46/26. Петля-захват плодозбиральной машины (Україна) –№2003010681; Заявл. 27.01.2003. Опубл. 15.12.2003. Бюл. №12 –авт. Семен Я.В., Шевчук Р.С., Крунич О.М.
5. Патент МПК A01D 46/26 (2006/01). Самозатискна петля-захват тросового струшувача (Україна) –№ и 201104710; Заявл. 18.04.2011. Позитивне рішення 08.09.2011 –авт. Семен О.Я., Семен Я.В., Шевчук Р.С., Крунич О.М., Ріпка І.І., Пришляк О.Ф.

Рецензент д.т.н., проф. Гайдучок В.М.

УДК 633.63.631.53

© Л.В.Сичук, к.т.н.
Волинський інститут АПВ

ВПЛИВ МЕХАНІЗОВАНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Наведено результати досліджень впливу механізованого обробітку ґрунту, сівби та догляду за посівами на продуктивність цукрових буряків.

ОБРОБІТОК ҐРУНТУ, ОРАНКА, ПЛОСКОРІЗНИЙ ОБРОБІТОК, ГЛИБОКЕ РОЗПУШЕННЯ, ЩІЛЬНІСТЬ ҐРУНТУ.

Постановка проблеми. Надмірні опади, які змінюються посухами, призводять до значного ущільнення ґрунту. Це, в свою чергу, негативно впливає на розвиток і продуктивність цукрових буряків. Тому основний обробіток (оранка) та глибоке розпушення ґрунту у міжряддях під час догляду є основними критеріями для прибавки урожаю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчать про те, що на даний час є багато праць, які звертають увагу на те, що для збільшення продуктивності цукрових буряків необхідно проводити глибоку оранку та розпушення ґрунту [1,2,3]. На сьогоднішній день недостатня увага приділяється глибокому міжрядному обробітку.

Мета досліджень. Дослідити вплив глибокого розпушування ґрунту на зменшення щільності ґрунту, покращення доступу повітря до кореневої системи коренеплоду та знищення бур'янів.

Результати досліджень. Багатофакторний дослід з різних способів механізованого обробітку ґрунту, сівби та догляду за посівами був закладений у 5-ти пільній зерно-буряковій сівозміні в 4-х кратній повторності на полях Волинського інституту АПВ. Ґрунти – дерново-підзолисті легкосуглинкові. У досліді вивчалися три фактори А, В, С.

А – основний обробіток (оранка; обробіток плоскорізом);

В – способи сівби (пряма сівба з обробітком ґрунту в зоні рядків без передпосівного обробітку ґрунту; звичайна сівба після проведення передпосівного обробітку ґрунту);

С – догляд за посівами (розпушування ґрунту в міжряддях розробленим робочим органом на глибину 23-25 см; звичайне розпушування 12-14 см; внесення гербіцидів без розпушування ґрунту у міжряддях).

Після збирання попередника провели дискування, а пізніше, згідно схеми досліду, оранку та обробіток плоскорізом. Рано весною закрили вологу важкими боронами. Передпосівний обробіток провели на варіантах згідно методики. Висіяли буряки в квітні гібридом Український ЧС-72.

Ураженість коренеюдом становила 2,0-4,3% і була найбільшою у варіантах, де основний обробіток проведений плоскорізом. При утворенні 5-6 листочків цукрових буряків були застосовані розроблений робочий орган для глибокого розпушування ґрунту в міжряддях на глибину 23-25 см, звичайне розпушування на глибину 12-14 см та внесення гербіцидів без розпушування.

Дослідження показали, що застосування основного обробітку ґрунту (звичайної оранки на глибину орного шару з передпосівним обробітком та розпушування міжрядь розробленим робочим органом (рис.1.)) забезпечило врожайність коренеплодів 56,7 т/га, що на 5,8 т/га більше в порівнянні з обробітком ґрунту плоскорізом (табл.).



Рис.1. Розроблений робочий орган для глибокого розпушування ґрунту в міжряддях цукрових буряків

У варіанті, де застосовували обробіток плоскорізом з внесенням гербіцидів без розпушування, коренева система буряків була мичкувата з відгалуженими корінцями (рис.2), в порівнянні з глибокою оранкою та розпушуванням (рис.3).

Проведення оранки значно знижує рівень забур'яненості та ураження коренеюдом. Облік бур'янів показав, що їхня кількість у посівах цукрових буряків при застосуванні оранки та глибокого розпушення у міжряддях в порівнянні з плоскорізом зменшилось на 27% (табл.).

Таблиця. Ураженість коренеюдом, забур'яненість, щільність ґрунту в залежності від основного обробітку та догляду за посівами цукрових буряків

Фактори			Ураженість коренеюдом, %	Забур'яненість, шт./м ²	Щільність ґрунту, мПа	Урожайність, т/га
Обробіток ґрунту А	Сівба насіння В	Догляд за посівами С				
Плоскоріз	Пряма сівба насіння з обробітком ґрунту в зоні рядків без передпосівного обробітку ґрунту	розпушування ґрунту в міжряддях розробленим робочим органом	3,3	12	1,16	48,3
		звичайне розпушування ґрунту	3,4	15	1,20	46,7
		внесення гербіцидів без розпушування ґрунту в міжряддях	3,9	20	1,41	42,2
	Звичайна сівба насіння після проведення передпосівного обробітку ґрунту	розпушування ґрунту в міжряддях розробленим робочим органом	3,0	13	1,16	50,9
		звичайне розпушування ґрунту	3,8	19	1,19	50,3
		внесення гербіцидів без розпушування ґрунту в міжряддях	4,3	22	1,42	45,8
Звичайна оранка	Пряма сівба насіння з обробітком ґрунту в зоні рядків без передпосівного обробітку ґрунту	розпушування ґрунту в міжряддях розробленим робочим органом	2,4	7	1,13	52,4
		звичайне розпушування ґрунту	2,0	11	1,18	52,0
		внесення гербіцидів без розпушування ґрунту в міжряддях	2,5	5	1,37	48,5
	Звичайна сівба насіння після проведення передпосівного обробітку ґрунту	розпушування ґрунту в міжряддях розробленим робочим органом	2,2	8	1,16	56,7
		звичайне розпушування ґрунту	2,6	10	1,17	54,3
		внесення гербіцидів без розпушування ґрунту в міжряддях	2,7	12	1,40	49,6



Рис.2. Вигляд цукрових буряків при застосуванні плоскоріза та внесення гербіцидів без розпушування



Рис.3. Вигляд цукрових буряків при застосуванні глибокої оранки та розпушення

Глибока оранка та розпушення ґрунту в міжрядях сприяли зменшенню щільності ґрунту, покращили доступ повітря до кореневої системи коренеплоду та позитивно вплинули на ріст і продуктивність культури.

Висновки. Застосування глибокої оранки та передпосівного обробітку з подальшим розпушуванням ґрунту в міжряддях розробленим робочим органом на глибину 23-25 см дало приріст урожаю цукрових буряків на 5,8т/га в порівнянні з плоскорізом. Зменшення ураження рослин коренеюдом на 46,5% та забур'яненості на 27%.

Література

1. Удосконалення борони для суцільного обробітку ґрунту по сходах цукрових буряків/ О.В.Голій, Л.В.Сичук, Н.В.Багнюк, І.М.Дударев //Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. Вип.15. – Луцьк: ЛДТУ, 2007. – С. 78-82.
- 2.Кирилюк В.П. Вплив системи основного обробітку ґрунту та удобрення на продуктивність цукрових буряків/ В.П. Кирилюк// Цукрові буряки. – 2008. - №3-4. – С. 31-32.
3. Войтюк П.О. Основний обробіток ґрунту, його вплив на продуктивність цукрових буряків / П.О. Войтюк, К.М. Костенко// Агроном. - 2008. - №1. – С.68-69.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 664.3.032:665.3

© В.В. Стрельцов

Миколаївський державний аграрний університет

АНАЛІЗ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЙ ПЕРЕРОБКИ ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР

Проведено аналіз існуючих вітчизняних та зарубіжних технологій і обладнання для вилучення олії механічним способом, які використовуються в сільськогосподарських олійницях.

ТЕХНОЛОГІЯ, ПРЕСУВАННЯ, ПРЕС-ЕКСТРУДЕР, ЕНЕРГО-ЄМНІСТЬ, ОЛІЯ.

Постановка проблеми. Вирішення питання енергозбереження для умов переробних виробництв є одним з нагальних завдань, розв'язання якого можливе за рахунок впровадження енергоефективної техніки.

Комплект лінії по переробці олійної сировини включає машини, що виконують функції різні за своїм технологічним призначенням. Більшість виробників олії, для забезпечення процесу

пресування, віддає перевагу прес-екструдерам, використання яких дозволяє суттєво спростити технологію переробки насіння олійних культур за рахунок поєднання в них операцій подрібнення олійного матеріалу і його теплової обробки.

Виробничі потужності українських підприємств дозволяють переробляти 2,5 млн. т насіння соняшнику і виробляти близько 1,1 млн. т соняшникової олії. Але за підсумками останніх років, згідно даним асоціації «Укроліяпром», українські підприємства випустили лише половину продукції, на яку розраховані їх потужності. Пов'язано це з тим, що існуючі повнокомплектні набори обладнання, які здійснюють виконання операцій шеретування, відвіювання оболонки, вальцювання, теплової обробки та відокремлення олії за допомогою гвинтових чи гідравлічних пресів застарілі, мають велику енерго- та металоємність, і їх використання є збитковим, а придбання сучасного комплекту обладнання закордонних зразків для більшої кількості господарств через велику вартість також неможливо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Великий вклад в теорію, вдосконалення і розробку процесів, обладнання і технологічних ліній для отримання рослинної олії внесли В.В. Ключкін, В.В. Белобородов, Є.М. Константінов, Є.П. Кошевой, В.А. Масліков, В.Г. Щербаков, А.Г. Сабуров, А.К. Фют, Деревенко В.В. і ряд інших вчених. В теперішній час питання розробки високоефективних процесів і створення ресурсозберігаючих апаратурно-технічних рішень залишаються в центрі уваги провідних спеціалістів і вчених галузі, як в Україні, так і за кордоном.

Олію одержують методами пресування, екстрагування або їх комбінацією. В процесі механічного пресування в шроті залишається близько 15 % олії. Глибоке вилучення олії можливе у два етапи: механічне пресування насіння і подальше екстрагування олії із одержаного шроту [1]. Технологічна схема екстракційного вилучення олії є складною і непридатною для невеликих підприємств, оскільки обладнання, що застосовується, вимагає високої кваліфікації обслуговуючого персоналу, а традиційні розчинники є вибухо- та пожежонебезпечними.

Для отримання олії механічним способом із застосуванням тиску використовуються гідравлічні і шнекові преси. Гідравлічні преси, що раніше використовувалися достатньо широко, через конструкційні недоліки в даний час повністю витіснено шнековими пресами [2].

Шнекові преси можна класифікувати за технологічним призначенням на три групи: преси для попереднього вилучення олії

(форпреси); преси глибокого або кінцевого вилучення олії (експелери); преси подвійної дії, коли в одному агрегаті здійснюється попереднє і кінцеве вилучення олії [3].

Метою даного дослідження є створення інформаційної бази та проведення аналізу щодо існуючих вітчизняних та зарубіжних технологій і обладнання для вилучення олії механічним способом, які використовуються в сільськогосподарських олійницях, здійснення аналізу їх функціональних особливостей.

Результати дослідження. На основі відомих способів вилучення олії побудовано такі технологічні схеми її виробництва: одноразове пресування; дворазове пресування – вилучення олії шляхом попереднього віджимання – форпресування з наступним остаточним віджиманням – експелеруванням; холодне пресування – вилучення олії з сировини без попередньої волого-теплової обробки; форпресування – екстракція – попереднє знежирення олії шляхом форпресування з наступним її вилученням шляхом екстракції бензином; пряма екстракція – екстракція розчинником без попереднього знежирення.

Найбільш розповсюдженими, як в Україні, так і за кордоном (Німеччина, Молдова, Росія та ін.), є переробка олієвмісної сировини за технологією гарячого (рис. 1) та холодного одноразового пресування (рис. 2).

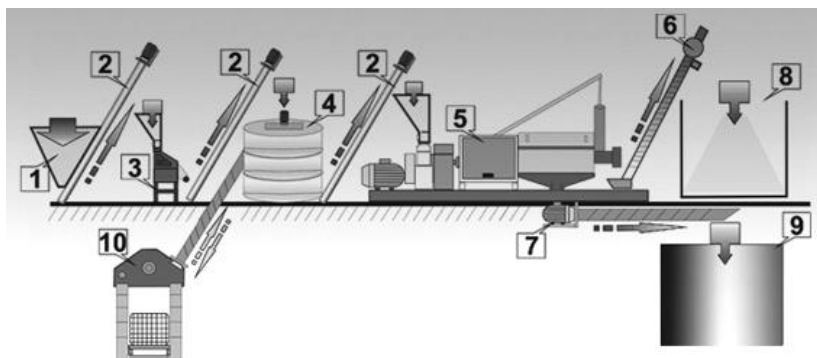


Рис. 1. Технологічна схема гарячого, одноразового пресування: 1 – приймальний бункер; 2 – транспортер; 3 – агрегат розмельно-вальцьовий; 4 – жаровня 3-х чанна; 5 – прес; 6 – транспортер для відбору макухи; 7 – збірник олії з насосом; 8 – бункер для макухи; 9 – ємність для зберігання олії; 10 – піч

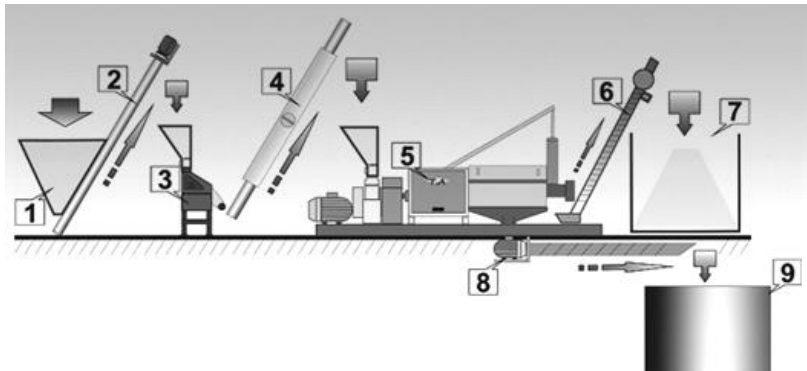


Рис. 2. Технологічна схема виробництва рослинної олії методом холодного, одноразового пресування: 1 – приймальний бункер; 2 – транспортер; 3 – агрегат розмельно-вальцовий; 4 – транспортер з підігрівом; 5 – прес; 6 – транспортер для відбору макухи; 7 – бункер для макухи; 8 – збірник олії з насосом; 9 – ємність для зберігання олії

Відповідно технології гарячого пресування [4], процес здійснюється наступним чином. Попередньо очищене і просушене насіння засипається в приймальний бункер 1 і транспортується гвинтовим конвеєром 2 в вальцовий верстат 3. Тут насіння подрібнюється, перетворюючись на м'ятку. Отримана м'ятка подається транспортером 2 в трьохчанну жаровню 4, де відбувається її нагрівання. Для нагрівання технічної олії в жаровні служить піч 10. Нагріта м'ятка транспортується гвинтовим конвеєром 2, в прес остаточного віджиму 5. Отримана олія проходить через зазори в зерному циліндрі, збирається на піддоні і зливається в збірник олії 7, звідки вона перекачується насосом в ємність для зберігання 9. Макуха, яка виходить з пресу транспортується в спеціальний бункер 8.

Аналіз роботи лінії за такою схемою, виконаний в процесі досліджень, свідчить про значну енерго- та металоємність виробництва олії, окрім того, використання обладнання для нагрівання м'ятки призводить до зниження якості олії і збільшення собівартості кінцевого продукту. Впровадження такого технологічного процесу в умовах господарств з невеликими обсягами виробництва сировини неможливо через розгалуженість операцій, що призводить до великої витратності.

Технологічна схема виробництва рослинної олії методом холодного, одноразового пресування відрізняється від попередньої відсутністю пічки для теплової обробки м'ятки, що дещо спрощує

технологію, але має достатньо велику кількість одиниць комплектного обладнання, що, в свою чергу, веде до великої металоємності.

Здійснення більш глибокого аналізу відомих способів переробки олійної сировини вимагало дослідження запропонованих рішень, виконаних на рівні винаходів.

Спосіб переробки насіння з отриманням рослинної олії (пат. РФ №2008325, 1994 р.) включає такі технологічні операції, як калібрування насіння, сортування, обрушення з поділом рушанки на лузгу і три фракції ядра: борошенце, січку і ціляк, смаження, зволоження, нагрівання і пресування олії із трикомпонентною суміші, що включає лузгу і борошенце. Смаженню піддають вихідне ціле насіння, вологість якого доводять до 2%, січку відводять для використання в кондитерському виробництві, зволоження проводять до 9% вологості, нагрівання до температури 115°C, а в якості третього компоненту в суміші, що піддається пресуванню, використовують ціляк. Насіння перед калібруванням охолоджують до температури 50°C.

Установка для переробки насіння з отриманням рослинної олії (рис. 3) включає встановлені в технологічній послідовності пристрої для калібрування і сортування насіння, для розділення та подрібнення на фракції, для смаження, що складається з розміщених на одному рівні чанів з мішалками, пристрої для подачі теплоагента та пресування і попереднього очищення олії. Пристрій для смаження розміщено перед пристроєм калібрування і він має розташований під чанами відвідний шнек для охолодження насіння в процесі його переміщення. Кожне пристосування для подачі теплоагента представляє собою електронагрівач, причому установка додатково забезпечена розташованими між пристроями подрібнення і пресування пристроями для повітряного і ситового сепарування та змішувачем-зволожувачем для отримання мезги з решти фракцій з пристосуванням для переміщення її, обладнаним укріпленими на його корпусі електронагрівачами. Пристрій для ситового сепарування забезпечено додатковим ситом для відокремлення фракції очищених ядер.

Лінія для отримання олії з насіння олійних культур (пат. РФ №2061023, 1996 р.) складається з магнітного сепаратора, злущувача, який має циліндричний корпус із завантажувальною воронкою, випускним вікном з патрубком, електродвигуна, барабанного сепаратора, шнекових пресів для попереднього і остаточного віджиму олії та ємностей для готової олії (рис. 4).

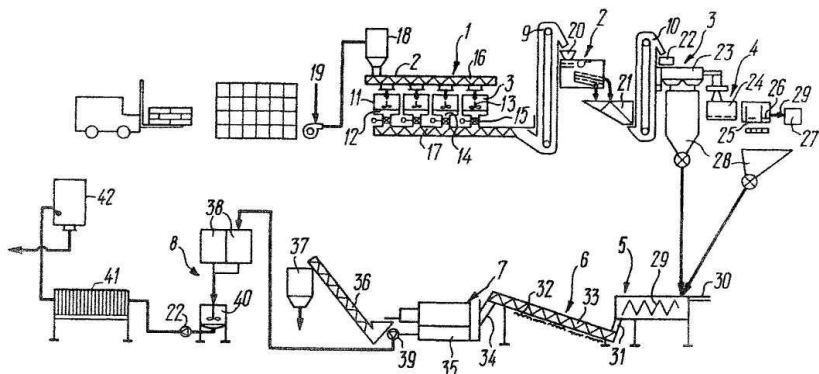


Рис. 3. Технологічна схема переробки насіння з отриманням рослинної олії (пат. РФ №2008325, 1994 р.): 1 – пристрій для смаження; 2 – пристрій для калібрування і сортування насіння; 3 – подрібнювач; 4 – пристрій для повітряної і ситової сепарації; 5 – змішувач-зволожувач; 6 – пристрій для одночасного нагрівання і перемішування сировини; 7 – пристрій для пресування; 8 – пристрій для попереднього очищення олії; 9, 10 – норія; 11 – чанна жаровня; 16, 17, 29, 33, 36 – шнек; 18 – об’ємний розвантажувач; 19 – пневмотранспортувальна установка; 20, 21, 27, 28, 37 – бункер; 22 – злушувач; 24 – повітряний сепаратор; 25 – ситовий сепаратор; 32 – нагрівач; 35, 38 – збірник олії; 39 – насос; 40 – ємність для обробки олії адсорбентом; 41 – фільтр-прес; 42 – ємність для зберігання олії

Основними недоліками розглянутих технологічних ліній являється громіздкість конструкції, значні матеріальні та енерговитрати, що робить неможливим запровадження такого комплектного обладнання в умовах сільськогосподарських підприємств.

Зменшення розгалуженості технологічного процесу переробки олійної сировини можна досягти за рахунок скорочення кількості одиниць обладнання, а це, в свою чергу, можливо при впровадженні такої машини, що здатна поєднати виконання декількох технологічних операцій.

Зроблений аналіз роботи технологічних ліній по переробці олійних культур свідчить про те, що найбільш проблематичним в функціонуванні комплектного обладнання є велика енерго- і металоємність.

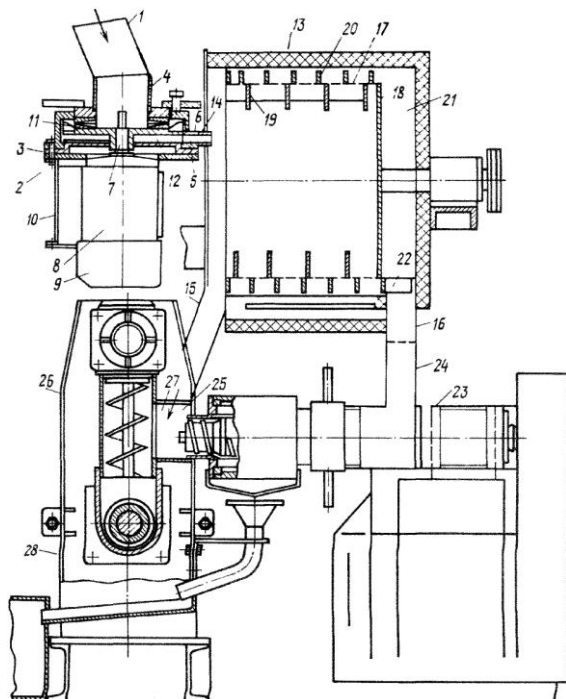


Рис. 4. Технологічна схема лінії для отримання олії з насіння олійних культур (пат. РФ №2061023, 1996 р.): 1 – магнітний сепаратор; 2 – злущувач; 3 – циліндричний корпус; 4 – завантажувальна воронка; 5 – випускне вікно; 6 – патрубок; 7 – вал; 8 – електродвигун; 9 – вентилятор; 10 – кожух; 11 – робочий диск; 12, 22 – лопаті; 13 – барабанний сепаратор; 14 – завантажувальний вузол; 15, 16 – патрубки для відведення лушпиння і очищених ядер насіння; 17 – сітчастий циліндр; 18 – днище; 19, 20 – спіралеподібна навівка; 21 – компенсатор; 23 – прес для попереднього віджиму олії; 24, 27 – завантажувальна горловина; 25, 28 – вихідна ділянка; 26 – прес для остаточного віджиму олії

Використання повнокомплектного обладнання в умовах господарств-виробників олійної сировини, фермерських та інших господарств через ті ж причини є неможливим, а реалізація сировини на великі олієпереробні підприємства часто не задовольняє самих виробників і призводить до втрати коштів.

Розв'язанню проблеми може посприяти розробка комплекта технологічного обладнання такої продуктивності, ефективність використання якого було б обґрунтовано.

Висновок. Проведений аналіз відомих способів переробки олійної сировини та комплектного обладнання, що забезпечує виконання технологічного процесу дає змогу зробити наступні висновки:

– найбільшого застосування в виробничих умовах як в Україні, так і за кордоном набула переробка олієвмісної сировини за технологією гарячого та холодного одноразового пресування;

– існуючі повнокомплектні набори обладнання, які забезпечують процес переробки олійних культур, мають велику енерго- та металоємність і їх використання в умовах переробних сільськогосподарських підприємств є збитковим;

– зменшення розгалуженості технологічного процесу переробки олійної сировини можна досягти за рахунок скорочення кількості одиниць обладнання, а це, в свою чергу, можливо при впровадженні такої машини, яка б поєднувала виконання декількох технологічних операцій.

Література

1. Щербаков В.Г. Технология получения растительных масел / Щербаков В.Г. — [3-е изд., перераб. и доп.] — М.: Колос, 1992.
2. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел / Масликов В.А. — М.: Пищевая промышленность, 1974. — 439 с.
3. Кошевой Е.П. Оборудование для производства растительных масел / Кошевой Е.П. — М.: Агропромиздат, 1991. — 208 с.
4. Рекламні проспекти компаній: «Алиментармаш» [<http://almash.md/ru/company>]; ЗАТ РНПП «Укрэкспо-Процесс» [<http://ukrekspo.com.ua>]; CIMBRIA SKET (CSK) [<http://www.cimbria-sket.de/russian/home.htm>].

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 677.11.021

© І.В. Тараймович, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОБНИЦТВА ВОЛОКНА ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЯ ТА АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЩО ЇЇ ВИЗНАЧАЮТЬ

У статті проаналізовані фактори, що впливають на якість волокна льону-довгунця, а саме на вихід довгого волокна. Подані рекомендації як збільшити вихід довгого волокна у льоносіючих господарствах України, забезпечивши тим самим ефективність виробництва льоносировини.

ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, ЕФЕКТИВНІСТЬ, ДОВГЕ ВОЛОКНО, ФАКТОРИ.

Постановка проблеми. Ляняне волокно як продукт, що випускається підприємствами АПК, є єдиним джерелом натуральної сировини для виробництва досить широкого спектру виробів побутового та технічного призначення.

Але країна, яка колись займала 14% світового ринку льоноволокна, на даний час закуповує тканини й вироби з льону з-за кордону, а найкращий у світі льон виробляють країни, які ну ніяк не можна назвати аграрними – Франція, Бельгія, Голландія. Рівень світової потреби в льоні на даний час складає близько 400 тис. т, а реальний об'єм світового виробництва – всього 280 тис. т. У грошовому виразі місткість європейського ринку льняних тканин складає приблизно 450 млн. євро.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Прикро, що занепад льоновиробництва в Україні відбувається на тлі світових тенденцій, які мали б посприяти розвитку цієї галузі. У розвинених країнах захоплення синтетикою давно минуло, поступившись захопленню натуральними матеріалами. Унікальні властивості льняного волокна, насіння та олії роблять льяну продукцію конкурентноздатною та екологічно безпечною в умовах стрімкого технічного прогресу. У зв'язку з цим попит на льоносировину постійно перевищує пропозицію. Варто також нагадати, що ґрунтово-кліматичних зон, придатних для вирощування льону, в світі не так уже й багато: з-поміж європейських країн Україна є найбільшою такою зоною. А можливості прискороженого розвитку галузі льонарства з орієнтацією на внутрішній ринок обумовлені:

– наявністю ресурсів земель, придатних для вирощування льону-довгунця;

- запасом водних ресурсів та можливістю створення сприятливих агрокліматичних умов для отримання високоякісного волокна завдяки використанню росяного мочіння льонотрести;
- наявністю висококваліфікованих трудових ресурсів, що зосереджені в льоносіючих регіонах;
- високим науковим потенціалом, що здатен забезпечити прискорений інноваційний розвиток льонарської галузі України;
- наявністю великих запасів сировини (сапропелю) для виготовлення високоякісних органічно-мінеральних добрив [1, 2, 3].

Мета дослідження. Отже, враховуючи вказані причини задача по обґрунтуванню й розробці ресурсозберігаючих технологій для підвищення рентабельності льоносіючих господарств є вкрай актуальною та доцільною.

Для виконання цієї задачі необхідно провести глибокий аналіз всіх факторів, які впливають на процес виробництва льоноволокна, як внутрішніх (технології виробництва), так і зовнішніх (цінова політика та економічні показники виробництва). В ринкових умовах стабільне забезпечення вітчизняної текстильної промисловості сировиною та конкурентоспроможність продукції визначають два показники – якість та ціна, стосовно льонарства особливе значення має перший з них. На конкурентоздатне волокно можна розраховувати лише при відповідній якості трести, з якої воно отримане.

Результати досліджень. Технологію отримання льняного волокна можна поділити на три основних етапи: вирощування (сівба, ріст), збирання, одночасне з процесом приготування льонотрести (збирання, спосіб підготовки трести, умови зберігання трести) та первинна переробка (рис.1). Якість отриманої продукція залежить від якісно проведених операцій на всіх трьох етапах [4]. Якщо на етапі вирощування отриманий врожай й досягнутий показник вихідної якості волокнистої продукції будуть на низькому рівні, то інновації на етапах збирання й первинної переробки льоносировини не дадуть позитивного ефекту. В свою чергу, при високій врожайності й якості стеблостою недостатньо ефективна технологія збирання зводить до мінімуму ефект, що досягнутий на етапі вирощування. Застосування на етапі первинної переробки високотехнологічного обладнання дає суттєвий ефект, але лише при переробці високоякісної льонотрести.

Застосування високотехнологічних машин на етапах вирощування та збирання льону-довгунця забезпечує підвищення врожайності насіння льону до 3,9 ц/га, льоноволокна – до 9 ц/га, якості льонотрести – до №1,75.

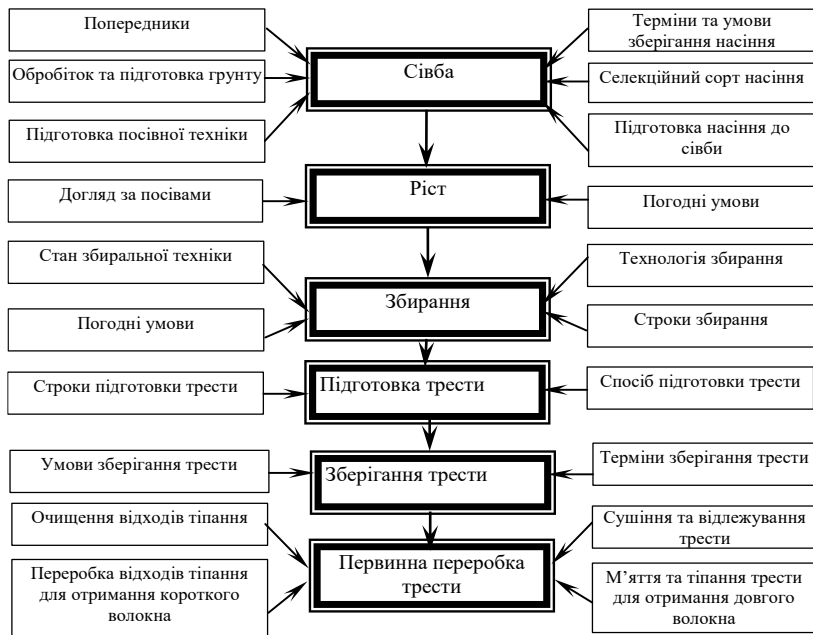


Рис. 1. Структурна схема отримання довгого волокна льону-довгунця

Оскільки, для підвищення якості волокна необхідно отримувати тресту зі стебел соломи льону-довгунця, що була вибрана у фазу ранньо-жовтої стиглості, стебла трести повинні бути максимально вирівняні по діаметру та довжині, ступінь їх вилежування повинна бути однорідною, показник мичкуватості (відношення довжини до діаметру) повинен бути на рівні 500 – 600 од. (при довжині стебел не менше 80 см.), то, для підвищення ефективності виробництва льону (за рахунок підвищення якості отриманої льонотрести) доцільно комбінувати в залежності від погодних умов застосування роздільного та комбайнового способів збирання льону. Для цього необхідно прийняти систему заходів, включаючи умови закупівлі техніки по лізинговій схемі, що буде стимулювати господарства закуповувати повноцінні комплекси машин, що, в свою чергу, дозволить реалізувати сучасні технології збирання та переробки льону.

Підсумовуючи проведений аналіз можна зробити висновки, що якість льоноволокна залежить від багатьох факторів, які потребують детального вивчення. Особливо це стосується впливу технології збирання та первинної переробки льонотрести в умовах

льоносіючих господарств на можливість отримання у них льоноволокна високої якості.

Якщо звернути увагу на етапи, де спостерігається основні втрати якості льняної продукції, – після вибирання й до відправки трести в рулонах на льонозавод, та враховуючи те, що основне джерело отримання прибутку від реалізації продукції льону спостерігається на кінцевому етапі (переробка та отримання готових виробів) (рис. 2), то доцільно б було перенести технології отримання льоноволокна у спеціалізовані льоносіючі господарства.

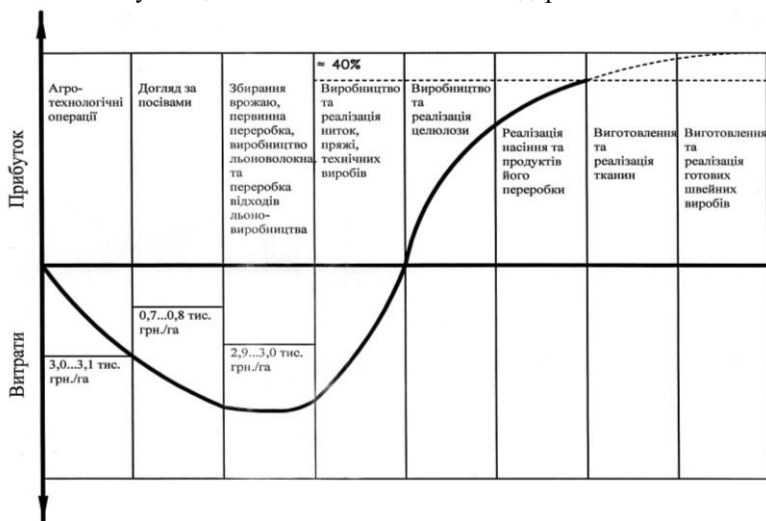


Рис. 2. Структурно-виробнича діаграма лляного під комплексу

Це дозволить звести до мінімуму кількість транспортних, вантажо-перевантажувальних операцій, забезпечити збереження як кількісних, так і якісних параметрів продукції.

Але при наявності незначних об’ємів заготівлі трести (80 – 300 га) продуктивність технологічної лінії по виробництву волокна буде низькою, що, на думку спеціалістів Білоруського НДІ механізації сільського господарства, призведе до невиправданого збільшення собівартості льняного волокна (рис.3).

Тому вкрай важливим є питання внутрішньо регіональної вертикальної інтеграції всіх учасників “льняного” технологічного циклу, а саме “виращування льону-довгунця” – “первинна переробка трести у довге та коротке волокно” – “виробництво льняної тканини та готових виробів” (поле – льонозавод – прядивне виробництво –

льонокомбінат – пошивочні підприємства). А оскільки на даний час все обладнання льонозаводів морально та фізично зносилось, то льоносіючим господарствам необхідно закуповувати по тій же лізинговій схемі малогабаритне обладнання для переробки виготовленої льонотрести. Також для підвищення рентабельності вирощування льону-довгунця необхідно застосовувати глибоку переробку всього асортименту, отриманої під час заготівлі трести: довге та коротке волокно, костру та насіння. Перш за все це стосується коротко волокнистих фракцій. Існує велика кількість переробки такого виду волокна.

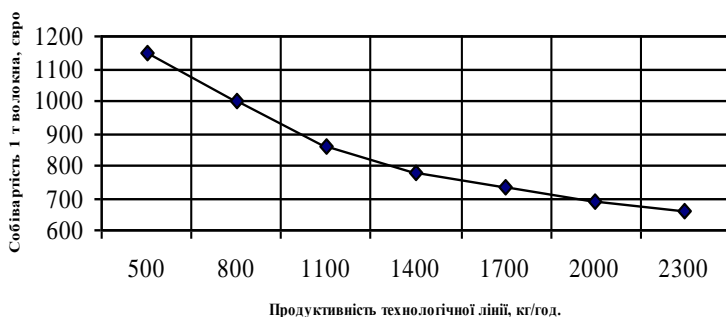


Рис. 3. Залежність собівартості волокна від продуктивності машин для його переробки

В текстильній промисловості:

- для отримання пряжі по очікувальній системі;
- для отримання пряжі із модифікованого по довжині й товщині льняного волокна;
- для виробництва кручених виробів;
- для виробництва нетканих матеріалів.

В інших галузях промисловості:

- для отримання утеплювачів;
- для виробництва декоративних матеріалів⁴
- для виробництва напівфабрикату, придатного для отримання високоякісного паперу;
- для виробництва напівфабрикату, придатного для отримання сировини для виготовлення нітроцелюлози;
- для отримання технічного вуглецю;
- для отримання композиційних матеріалів та ін.

Льняна костра може використовуватися у вигляді палива та для виготовлення оздоблювальних матеріалів для будівництва. Льняне

насіння та олія – цінний лікувальний продукт, що використовується в харчовій та парфумерній промисловостях. Технічна олія використовується при виготовленні якісних фарб, оліфи та інших матеріалів.

Висновок. Узагальнюючи все вищесказане, пропонуються наступні рекомендації по підвищенню ефективності льонопереробних підприємств в умовах АПК:

- комплекс міроприємств по підвищенню якості отриманої трести за рахунок організації сервісного централізованого обслуговування техніки та дотримання всіх агротехнічних вимог щодо вирощування льону-довгунця по всім операціям відносно технологічної карти;

- застосування комбінованого збирання льону-довгунця, але при цьому надзвичайно важливою задачею є виявлення співвідношення застосування технологій комбайнового та роздільного збирання при різних погодних умовах;

- інтеграція на базі створення міні льонозаводів з високотехнологічним обладнанням безпосередньо в льоносіючих господарствах або вертикально інтегрованих структур, що включають в себе сільськогосподарські та переробні підприємства;

- розширення асортименту сировини за рахунок використання всього потенціалу вирощеного врожаю.

Література

1. Опыт освоения прогрессивных технологий и технических средств для уборки и первичной переработки льна-долгунца: Науч. аналит. обзор./ Л.М. Колчина, М.М. Ковалев – М.: ФГНУ «Росинфрагротех», 2008. – 152с.

2. Л.А. Чурсіна. Основи фундаментальних досліджень комплексної переробки луб'яних культур. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів / Л.А. Чурсіна, К.М. Клевцов, Є.О. Калінський. – Херсон: ВКФ “СТАР” ЛТД, 2009 – 172с.

3. Ильина З.М. Проблемы и перспективы развития льноводства / З.М. Ильина, В.И. Бельский, В.Н. Перевозников // Весці нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. – Минск, 2006. – №4. – С.26 – 36.

4. Плющ І.В. Аналіз факторів формування якості льоноволокна/ І.В. Плющ // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст – Луцьк, 2004. – № 12. – С. 115 – 121.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух

УДК 338.43:633.521

© О.П. Тараймович

Луцький біотехнічний інститут МНТУ ім. Ю.Бугая

І.В. Тараймович к.т.н.

Луцький національний технічний університет

УДОСКОНАЛЕННЯ УПРАВЛІННЯ ЗЕМЕЛЬНИМИ РЕСУРСАМИ УКРАЇНИ В СУЧАСНИХ УМОВАХ

У статті охарактеризовано існуючий стан землекористування, проведено аналіз проекту Закону України «Про ґрунти і їх родючість».

ГРУНТ, ЗАКОН, РОДЮЧІСТЬ, УПРАВЛІННЯ.

Постановка проблеми. Як підраховали фахівці, при ефективному землекористуванні наші знамениті чорноземи здатні прогодувати 300-320 млн. осіб. Проте з кожним роком цей потенціал стає все менш вражаючим. Українські ґрунти втрачають свої родючі якості і українські чорноземи стають однією із національних легенд.

Якщо не компенсувати землі те, що постійно з неї виносять, то порушиться основний закон землеробства – закон віддачі. А все тому, що землеробство у нас ведеться за принципом «після нас – хоч потоп» та з повним ігноруванням закону повернення у ґрунт поживних речовин. Легендарна родючість ґрунтів, вже втрачена, а врожай останніх років – це результат вичерпування винятково природної родючості. Уже відбуваються незворотні процеси.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Яка ж причина такої катастрофічної ситуації? А причин є багато.

По-перше, щоб підтримати необхідний баланс гумусу, в ріллю слід вносити органічні добрива. Раніше підтримка цього балансу «лягала на плечі» вітчизняного тваринництва. Проте нині поголів'я худоби значно зменшилося (на 1 га ріллі в Україні припадає вдсятеро менше великої рогатої худоби, ніж у країнах Західної Європи). За даними Національної академії аграрних наук України за 2010 рік, під урожай агрокультур в останні роки вносилося в середньому в 17 разів менше органічних добрив, ніж потрібно. Ґрунт без органіки виснажується, знижуються врожаї. [1, 2]

По-друге, вплив ерозії ґрунтів не менш вражаючий. Згідно з даними представників Інституту ґрунтознавства та агрохімії, щорічно саме ерозія призводить до втрат до 15 млн. т гумусу, до 0,9 млн. т азоту та фосфору, до 12 млн. т калію. За експертними оцінками Української

Академії аграрних наук, втрати продукції землеробства саме з цієї причини перевищують 9-12 млн. т зернових одиниць щорічно. [3]

По-третє, близько 70% усіх розпайованих земель передано в оренду, причому більше половини цих земель, відповідно до договорів, бралися в оренду терміном до 5 років. А орендар – не секрет – ставиться до землі більш споживацькі, ніж власник, дбаючи насамперед про свій дохід. Він недотримується сівозмін, часто це культури, які надзвичайно виснажують землю (зернові, сояшник, ріпак), що призводить до інтенсивного використання поживних речовин з ґрунту. Також все частіше і частіше у засобах масової інформації висвітлюється така проблема, як самовільне зняття і продаж родючого шару ґрунту невідомими «чорними підприємцями». [4].

Тому **метою** даного **дослідження** є визначення основних напрямів удосконалення управління земельними ресурсами України.

Результати дослідження. Незважаючи на всі попередньо наведені дослідження, основною причиною втрати українськими ґрунтами родючості є те, що українське земельне законодавство настільки недосконале і поки тільки формується, і важливо, які аспекти, пов'язані зі збереженням родючості ґрунтів, буде внесено до низки законів, що готуються до розгляду в парламенті. Одним із перших є проект Закону України «Про ґрунти і їх родючість».

Цей Закон визначає правові, економічні, екологічні та соціальні основи охорони ґрунтів та збереження їх родючості; встановлює основні принципи державної політики, правові засади діяльності органів державної влади, юридичних та фізичних осіб з метою раціонального використання ґрунтів, збереження їхнього стану, якості та родючості, захисту ґрунтів від негативних природних та антропогенних впливів. [5, 6, 7].

Те, що радує найбільше, це що цим законопроектом передбачений державний облік стану ґрунтів, який є складовою частиною Державного земельного кадастру і здійснюється проведенням ґрунтових обстежень, моніторингу, агрохімічної паспортизації, веденням карт ґрунтів, державного статистичного аналізу порушених, деградованих і забруднених ґрунтів, обсягів зняття, транспортування, складування, зберігання та використання родючого шару ґрунту.

Також передбачено положення про моніторинг ґрунтів, який забезпечує вирішення таких завдань, як одержання інформації про зміни властивостей ґрунтів, прогнозування розвитку ґрунтових процесів, встановлення різного роду обмежень на господарське використання ґрунтів і певних видів діяльності.

Не мало уваги приділено і питанню, що стосується бонітування ґрунтів (порівняльна оцінка якості ґрунтів), прав та обов'язків землевласників та землекористувачів в галузі охорони ґрунтів та їх родючості, охорони родючого шару ґрунтів, відповідальності за порушення положень, які регулює Закон «Про ґрунти і їх родючість».

У проекті зазначено, що родючий шар ґрунту зберігається при здійсненні будь-якої господарської та іншої діяльності. Зняття родючого шару ґрунту проводиться лише у тих випадках, коли здійснення господарської та іншої діяльності може призвести до порушення родючого шару ґрунту. Зняття, зберігання та використання родючого шару ґрунту здійснюються згідно встановлених нормативів та проектної документації.

Вивезення родючого шару ґрунту за межі України заборонено, за винятком міжнародного науково-дослідного обміну та в обмеженому обсязі. Порядок вивезення зразків ґрунтів та ґрунтових колекцій за межі України визначаються Кабінетом Міністрів України. У випадках забруднення ґрунтів при експлуатації об'єктів господарської та іншої діяльності суб'єкти цієї діяльності зобов'язані провести повний комплекс робіт з ліквідації наслідків цього забруднення у найкоротший термін.

Значна увага приділяється державному регулюванню та контролю діяльності щодо ґрунтів, їх родючості та охорони. Вказано, що метою охорони та відтворення родючості ґрунтів приймаються державні цільові програми моніторингу, охорони та відтворення родючості ґрунтів, які охоплюють всю територію України або значну кількість її регіонів, мають довгостроковий період виконання, здійснюються центральними та місцевими органами виконавчої влади. Державний контроль в галузі охорони ґрунтів та їх родючості здійснюється в межах державного нагляду (контролю) в агропромисловому комплексі, державного екологічного контролю, державного контролю за використанням й охороною земель та державного контролю за забезпеченням санітарно-епідеміологічного благополуччя населення.

Наявна та потенційна небезпека нанесення шкоди ґрунтам є правовою підставою для подання позову до суду або винесення припису органів державного контролю щодо заборони здійснення господарської та іншої діяльності, що створює таку небезпеку.

Для забезпечення позову судом може бути застосовано арешт майна, арешт земельної ділянки, де є небезпека щодо нанесення шкоди ґрунтам. Суд може зобов'язати відповідача, окрім відшкодування

шкоди, призупинити або припинити діяльність, що наносить шкоду ґрунтам або має потенційну небезпеку нанесення шкоди.

Стаття 42 гарантує фінансування заходів з охорони ґрунтів та їх родючості, а також вказано, що у складі Державного бюджету України утворюється Державний фонд економічного стимулювання охорони та підвищення родючості ґрунтів. За рахунок коштів Державного фонду економічного стимулювання підвищення родючості ґрунтів здійснюється впровадження ґрунтозахисних систем землеробства, формування систем полезахисних і протиерозійних лісосмуг, формування систем гідротехнічних протиерозійних споруд, проведення водних, хімічних та інших меліорацій, заліснення та залуження деградованих і малопродуктивних ґрунтів, очищення забруднених ґрунтів.

Висновок. Отже, законопроект «Про ґрунти і їх родючість» є важливим кроком до збереження нашого основного багатства – родючих ґрунтів. Він гарантує державну охорону, фінансування та стимулювання підвищення родючості ґрунтів. Але й є недоопрацювання: невизначено спосіб і джерело з якого має фінансуватися Державний фонд економічного стимулювання охорони та підвищення родючості ґрунтів, адже за умов економічної кризи, кожен пункт державного бюджету урізується до мінімуму. Це питання могло б бути вирішене шляхом компенсації орендарем або землевласником різниці між внесенням і винесенням поживних речовин з ґрунту. Також залишилися без змін положення про відповідальність за порушення пов'язанні з охороною ґрунтів.

Підсумовуючи проведений аналіз, доцільно відзначити, що санкції мають бути суворішими, інакше ми можемо стати свідками, коли легенда про найбільш родючі ґрунти в Україні – чорноземи – стане дійсно легендою.

Література

1. Бомба М.Я. Проблеми родючості ґрунтів: стан і перспективи відновлення у XXI столітті / Сільський господар. – 2001. – № 9-10. – С. 20-23.
2. Кононов А.В. Основы технологии комплексных удобрений / А.В. Кононов, В.Н. Стерлин, Л.И. Евдокимова. Под ред. д.т.н. А.В. Кононова – Москва: Химия, – 1998.
3. Сисолін П.В. З бажанням зберегти родючість української землі та допомогти селянину. Зб. статей, виступів та коментаріїв (1997 – 2008рр.). – Кіровоград, 2009. – 160с.

4. Мімішко Л. Особливості адміністративної відповідальності за правопорушення у сфері земельних відносин / Л.Ю. Мімішко // Підприємництво, господарство і право. – 2008. – №1. – С. 35-39

5. Закон України "Про охорону навколишнього середовища" // Відомості Верховної Ради України. – 1991. – №41.

6. Губань Р.К. Правове регулювання землеустрою та ведення земельного кадастру / Р.К. Губань // Юридичний журнал. – 2008. – №2. – С. 23-29.

7. Волошенюк О.М. Підстави припинення прав на землю та вилучення земельної ділянки / О.М. Волошенюк // Юридичний журнал. – 2008.- №2. – С. 29-32.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.929.2

В.В. Тарасюк, В.Ф. Дідух, д.т.н., І.В. Тараймович, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ВСТАНОВЛЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РЕЖИМУ СУШІННЯ ТА ЧАСУ ЗНЕВОДНЕННЯ ГРАНУЛ ОМД НА ОСНОВІ ОЗЕРНОГО САПРОПЕЛЮ

У статті наведено результати експериментальних досліджень сушіння гранул озерного сапропелю та гранул ОМД на його основі. Встановлені визначальні чинники процесу зневоднення такого матеріалу та запропоновано технологію його сушіння.

РЕЖИМИ СУШІННЯ, ГРАНУЛИ, ОРГАНО-МІНЕРАЛЬНІ ДОБРИВА, САПРОПЕЛІ, ВОЛОГІСТЬ, КІНЕТИКА, ТЕМПЕРАТУРА.

Постановка проблеми. Для вирішення агроекологічних проблем, відновлення і підвищення родючості ґрунтів Волині особливу увагу слід звернути на розширене внесення органічної речовини в ґрунт у формі сучасних ефективніших комплексних органо-мінеральних добрив (ОМД), складовими компонентами яких є основні елементи мінерального живлення рослин (азот, фосфор, калій), мікродобавки і органічна речовина (торф, сапропель, буре вугілля та ін.), які об'єднують корисні властивості як органічних, так і

мінеральних добрив, але не мають недоліків, характерних для кожного з них.

Серед компонентів органічної складової, сапропель є високоякісним органо-мінеральним добривом, яке рекомендується застосовувати для всіх типів ґрунтів і всіх видів рослин. Ефективна дія сапропелю полягає у збільшенні вмісту в ґрунті гумусу, сприяє самоочищенню ґрунту від хвороботворних грибів і мікроорганізмів. У ґрунті, збагаченому сапропелем, активуються ґрунтові мікроорганізми і збільшується більш ніж в 10 разів кількість азотфіксуючих бактерій та інших корисних організмів. Використання сапропелевого добрива покращує структуру ґрунту, позитивно впливає на водно-повітряний режим.

Технології виробництва органо-мінеральних добрив на основі озерних сапропелів природної вологості у значній мірі залежать від можливостей реалізації операції зневоднення сформованих гранул.

Відсутність результатів кінетики сушіння як чистого сапропелю, так і гранул ОМД з врахуванням вмісту мінеральної частини, не дозволяють вибрати метод їх сушіння та запропонувати реальну конструкцію засобу виробництва гранул ОМД.

Аналіз останніх публікацій та публікацій. В останні роки процесу зневоднення озерних сапропелів приділялася значна увага, так як їх природна вологість коливається в межах 92...95%. Можливості відділення вільної вологи на стадії добування в межах 10...15% представлені у роботах [1, 2]. Технологічні особливості зневоднення сапропелів тепловим методом пов'язані із вибором способу сушіння викладені у роботах [3, 4], але на окремі базові теоретичні результати варто звернути увагу в першоджерелі [5].

Метою даного **дослідження** є встановлення визначальних чинників процесу зневоднення озерних сапропелів та гранул ОМД на його основі конвективним сушінням.

Результати дослідження. Для дослідження кінетики сушіння ОМД на основі озерних сапропелів природної вологості використовувались три різні способи сушіння вихідного матеріалу:

- сушіння матеріалу у конвективній рециркуляційній сушарці;
- сушіння матеріалу у сушильній шафі;
- сушіння матеріалу на нагрітій поверхні.

Для цього з попередньо підготовленої суміші у складі сапропелю з вологістю 83% та НРК у співвідношенні 16-16-16 методом подрібнення отримували частинки ОМД довільної форми з наступним формуванням їх у гранули кулястої форми. При цьому формувалися

різні варіанти пропорційних та фракційних співвідношень вхідних матеріалів:

- 1). 10% сапропелю + 90% N (вміст діючої речовини 45%);
- 2). 25% сапропелю + 75% N (вміст діючої речовини 45%);
- 3). 50% сапропелю + 50% N (вміст діючої речовини 45%);
- 4). 10% сапропелю + 90% K (вміст діючої речовини 45%);
- 5). 25% сапропелю + 75% K (вміст діючої речовини 45%);
- 6). 50% сапропелю + 50% K (вміст діючої речовини 45%);
- 7). 10% сапропелю + 90% P (вміст діючої речовини 45%);
- 8). 25% сапропелю + 75% P (вміст діючої речовини 45%);
- 9). 50% сапропелю + 50% P (вміст діючої речовини 45%);
- 10). 10% сапропелю + 90% NPK (вміст діючої речовини 16% – 16% – 16%);
- 11). 25% сапропелю + 75% NPK (вміст діючої речовини 16% – 16% – 16%);
- 12). 50% сапропелю + 50% NPK (вміст діючої речовини 16% – 16% – 16%);

Окремим варіантом дослідів проводилися дослідження кінетики сушіння чистого сапропелю вологістю $83 \pm 2\%$.

Зневоднення сапропелю, гранул ОМД проводилось на установці (рис.1) у вигляді циркуляційного контуру. Сушильним агентом для сушіння матеріалу у даному випадку є нагріте електричним калорифером 1 повітря. Калорифер вмикається в циркуляційний контур в його нижній горизонтальній частині. Циркуляцію повітря в контурі створює вентилятор 2, що приводиться в рух електродвигуном 3. Температура сушильного агента в установці вимірюється термометром 4.

У сушильній камері змонтовано коробчата ємкість 5 для матеріалу, що сушиться, який з'єднаний штангою з вагами 6.

Методика проведення дослідів наступна:

1. Вмикають електронагрівники калорифера 1 і нагрівають установку протягом 10 хв. до встановлення теплової рівноваги у сушильній камері.

2. Після нагрівання установки калорифер 1 вимикають, відчиняють дверці сушильної камери і бюкси з гранулами у кількості 5, 10 та 20 штук. Потім дверці щільно зачиняють, вмикають електродвигун 2 і калорифер 1 і проводять зневоднення матеріалу.

3. Фіксують зміну маси матеріалу за допомогою ваг через інтервали, що становлять 5 хв. на початку сушіння, і 10-15 хв. пізніше. Сушіння припиняють, коли вага вже не буде зменшуватись. Результати спостережень записують у звітну таблицю.

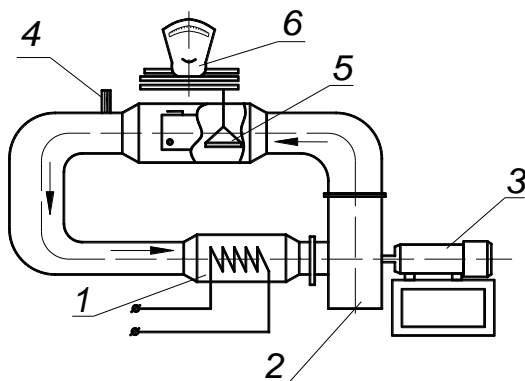


Рис.1. Схема сушильної установки: 1 – електрокалорифер; 2 – вентилятор; 3 – електродвигун; 4 – термометр, 5 – ємкість для матеріалу; 6 – вага

Визначення зміни вологості сировини у гранулах ОМД в процесі сушіння відбувалося шляхом відбирання проб матеріалу.

Відібраний зразок гранул масою 5 – 6 г засипали в алюмінієві бюкси, попередньо просушені і протаровані, закривали їх кришкою і важили на технічних вагах з точністю до 0,01 г. Після цього бюкси із відкритими кришками поміщали у нагріту до 100 ± 5 °С сушильну шафу. Сушіння гранул проводили до постійної ваги, яка встановлювалась періодичним зважуванням: перше зважування проводили через 2 години, друге і наступні через 1 годину. Перед кожним зважуванням бюкси, вийняті із сушильної шафи, поміщали в ексікатор для охолодження до кімнатної температури. Якщо різниця в масі не перевищувала 1 % від маси початкової наважки – дослідження припиняли.

Вологість гранул ОМД W визначали за такою формулою:

$$W = \frac{m_a - m_c}{m_c} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де W – вологовміст сапропелю, %; m_a – маса наважки вологого сапропелю, г; m_c – маса тієї ж наважки сапропелю після висушування, г.

Проби на вологість матеріалу відбирали на початку, в кінці та протягом процесу сушіння гранули.

Аналогічно здійснювали проведення дослідів як у сушильній шафі, так і на нагрітій поверхні.

Дослідження проводили при різних температурах сушильного агенту (100, 150 та 200 °С) для порівняння впливу температури на характер протікання процесу.

Результати дослідження сушіння чистого сапропелю та гранул ОМД на основі сапропелю при температурі сушильного агенту 100 °С представлені на рис. 2, 3.

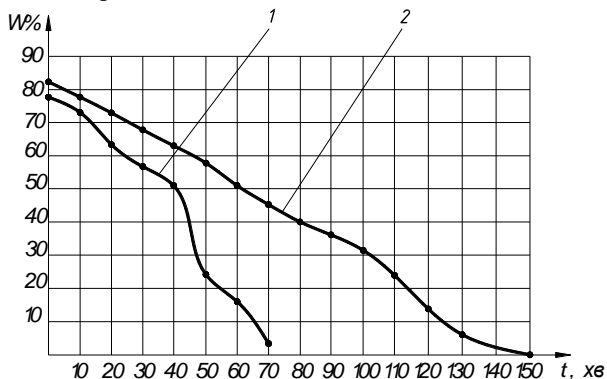


Рис. 2. Криві сушіння чистого озера сапропелю при температурі сушильного агенту 100 °С: 1 – сапропель, сформований у гранули; 2 – сапропель природного стану

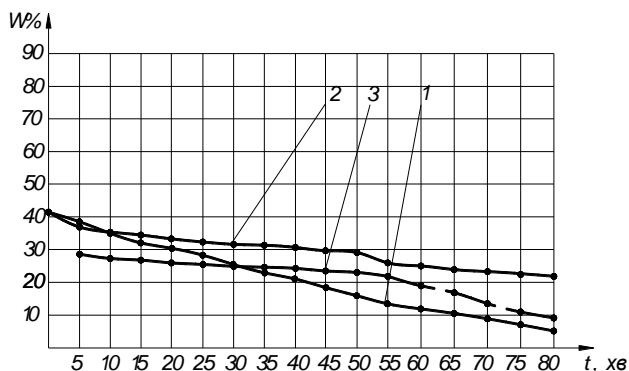


Рис. 3. Криві сушіння гранул ОМД на основі сапропелю при температурі сушильного агенту 100 °С: 1 - 50% сапропелю + 50% NPK (вміст діючої речовини 16% – 16% – 16%); 2 - 50% сапропелю + 50% К (вміст діючої речовини 45%); 3 - 50% сапропелю + 50% N (вміст діючої речовини 45%)

Аналіз графіків показує, що для сапропелю, як і для багатьох вологих матеріалів, процес зневоднення з точки зору кінетики ділиться на три періоди, прогріву, постійної та падаючої швидкості сушіння. Така поведінка характерна для більшості колоїдних капілярно-пористих матеріалів.

Особливістю результатів проведення даного дослідження слід вважати зміну інтенсивності зневоднення сапропелю природної вологості та сформованого у гранули. Дане явище пояснюється ущільненням поверхневої структури гранул та закриттям отворів капілярів та пор (крива 2). В результаті у зоні максимального зневоднення час зростає вдвічі. Таким чином, отриманий результат дає підставу говорити про використання двох стадійного зневоднення ОМД на основі сапропелю природної вологості: затвердіння гранул та сушіння до нормованої вологості.

Отримані криві сушіння гранул ОМД дають загальну уяву про закономірності зниження їх вологості. Характерним для падаючої швидкості сушіння, що підтверджує думку про перетворення вологи у сапропелі при формуванні гранул у фізико-хімічну зв'язану вологу. При цьому визначальним чинником є час сушіння, а не температура. В свою чергу, на швидкість сушіння таких гранул впливає склад мінеральної частини, від якої залежать внутрішні хімічні перетворення.

Висновки. Результати проведених досліджень дають чітку картину зневоднення органо-мінеральних добрив на основі сапропелю природної вологості.

Основним чинником, який впливає на інтенсивність сушіння таких гранул є вміст мінеральної частини. Для збереження якісних властивостей органічної частини температуру нагрівання гранул не слід перевищувати більше, ніж 100°C.

Технологічний процес формування гранул ОМД на основі сапропелю природної вологості повинен передбачати дві стадії їх зневоднення: стадія затвердіння поверхневого шару гранул та їх сушіння до нормованого значення.

Література

1. Дідух В.Ф. Ефективність пристрою шнекового типу для віджиму сапропелю / В.Ф. Дідух, О.П. Шимчук, І.М. Дударев, В.В. Грабовець. // Вісник Тернопільського НТУ ім. Івана Пулюя. – Вип. №1. – Т.4. – Тернопіль, 2009. – С. 94-99.
2. Дідух В.Ф. теоретичне обґрунтування процесу зневоднення озерних сапропелів / В.Ф. Дідух, В.В. Грабовець // Вісник Львівського

національного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – Львів, 2008. – Т. 1, № 12. – С.207-212.

3. Тарасюк В.В. Визначення інтенсивності зневоднення частинок ОМД на етапі формування гранул / В.В. Тарасюк, В.Ф. Дідух, І.В. Тараймович // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 21. – Том II. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2011. – С. 130-134.

4. Тарасюк В.В. Дослідження переносу теплоти від нагрітої поверхні до гранул ОМД кулястої форми / В.В. Тарасюк, В.Ф. Дідух // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Кіровоград, 2011. – Вип. №41 (частина I). – С.223-227.

5. Ликов А.В. Теорія сушки / А.В. Ликов – М.: Энергія, 1968. – 472 с.

УДК 631.363.2:633.521

© Н.О. Толстушко

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ НАТЯГУ НЕСКІНЧЕННИХ ПАСІВ РУЛОННОГО ПРЕС-ПІДБИРАЧА

У статті наведено результати визначення сил натягу віток нескінченних пасів рулонного прес-підбирача з удосконаленою пресувальною камерою змінного об'єму для формування рулонів зі стрічки стебел льону. Дано залежності для обґрунтування параметрів робочих органів пресувальної камери.

ПРЕС-ПІДБИРАЧ, ПРЕСУВАЛЬНА КАМЕРА, НЕСКІНЧЕННІ ПАСИ, ПІДПРУЖИНЕНА РАМКА, РУЛОН, СТРІЧКА ЛЬОНУ.

Постановка проблеми. Для збирання льону переважно використовують рулонні прес-підбирачі з пресувальними камерами змінного об'єму із нескінченними пасами, які мають меншу енергомісткість процесу пресування льоносировини і при цьому менше пошкоджують стебла льону та краще забезпечують виконання агротехнічних вимог. З іншого боку, в пресувальних камерах змінного об'єму складно забезпечити однакову щільність шарів стрічки стебел льону в рулоні, а недостатнє ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел льону в рулоні в порівнянні з внутрішніми призводить до

значної нерівномірності розподілу щільності в поперечному перерізі рулону. Крім того, часто виникає вихід з ладу нескінченних пасів внаслідок їх розтягу при збільшенні сили натягу для ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел в рулоні. Розтяг нескінченних пасів призводить до переплутування, скручування та пошкодження стебел, порушення паралельності між ними в рулоні, що негативно впливає на його якість. А тому актуальним є завдання поліпшення якості формування рулонів зі стрічки стебел льону на підставі вдосконалення конструкції пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача та системного обґрунтування параметрів і режимів роботи її робочих органів [1, 2, 3, 4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що в літературі мало уваги приділено визначенню та пошуку шляхів зменшення сил натягу віток нескінченних пасів пресувальних камер змінного об'єму рулонних прес-підбирачів для збирання льоносировини (льоносоломи чи льонотрести) [1, 2, 4].

Мета дослідження – визначити сили натягу віток нескінченних пасів рулонного прес-підбирача стрічки стебел льону під час формування рулону.

Результати дослідження. Схема пасової передачі машини представлена на рис. 1. Передача містить систему валиків 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 і 12, а також довгий нескінченний пас 14; до передачі відноситься і вітка 13 паса 14, що обтягує рулон, який формується, та утворює пресувальну камеру [5, 6]. На схемі вказані номери валиків, показані також сили S натягу віток паса з відповідними індексами. Ведучими є валики 1, 2 і 3, решта валиків – ведені. Зважаючи на це, вітка від валика 3 до валика 4 є веденою, вона натягнута силою, яка позначена S_0 і рівна S_3 , а вітка від рулону до валика 1 є ведучою, вона натягнута силою, яка позначена S_m . Вітка від валика 1 до валика 2, яка натягнута силою S_1 , і вітка від валика 2 до валика 3, натягнута силою S_2 , входять у ведучу частину передачі. Вітка від валика 4 до валика 5 натягнута силою S_4 , а вітка від валика 5 до валика 6 натягнута силою, яка позначена S_5 . Як бачимо, вітки від одного валика до іншого натягнуті силами, індекси у позначеннях яких містять номер валика, першого в напрямку руху вітки паса; так, S_6 є силою натягу вітки паса від валика 6 до валика 7, а S_7 є силою натягу вітки від валика 7 до валика 8. І так далі.

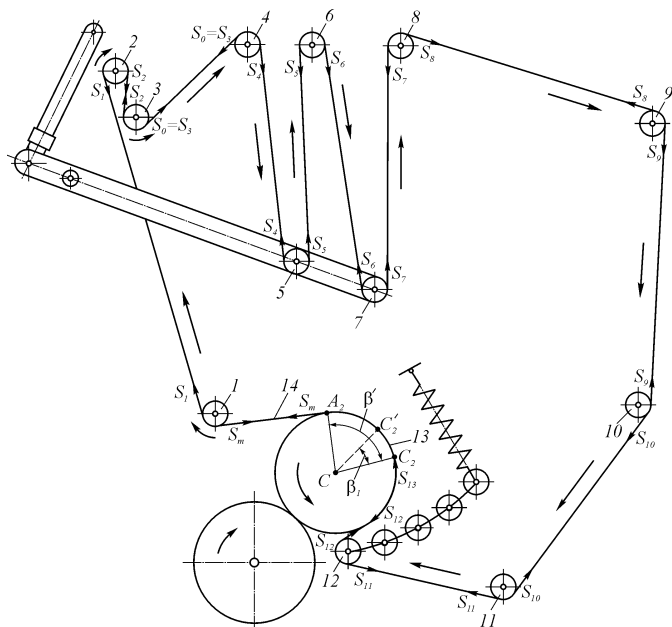


Рис. 1. Схема пасової передачі рулонного прес-підбирача для визначення сил натягу віток нескінченних пасів: 1, 2, 3 – ведучі валики; 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 – ведені валики; 13 – вітка нескінченного пасу, що обтягує рулон та утворює пресувальну камеру; 14 – нескінченний пас

Перш ніж розрахувати сили натягу необхідно розглянути, як змінюється сила натягу пасу під час переходу від одного веденого валика до іншого, оскільки під час такого переходу пас згинається, а в опорі валика долається тертя. Згідно з літературними даними для згинання пасу навколо валика і подолання тертя в його опорі необхідна порівняно незначна за величиною сила, яка пропорційна силі натягу пасу; позначимо цю силу ΔS . Наближено ΔS може бути розрахована за формулою [1]:

$$\Delta S = k_p \cdot S, \quad (1)$$

де k_p – коефіцієнт, що враховує зростання сили натягу пасу через його згинання та подолання тертя в опорі валика, $k_p \approx 0,01 \dots 0,02$; S – сила натягу вітки пасу, яка набігає на валик.

Ведені вітки пасів, як зазначено вище, натягуються силою, яка позначена S_0 . Це сила натягу вітки паса, що збігає з валика 3 на валик 4. Вітка паса, що збігає з валика 4 на наступний валик 5, натягнута силою S_4 , яка більша за S_0 на ΔS_0 ; ця сила ΔS_0 , з урахуванням (1), дорівнює: $\Delta S_0 = k_p \cdot S_0$. Таким чином, $S_4 = S_0 + k_p \cdot S_0 = S_0 \cdot (1 + k_p)$. На ділянці від валика 5 до валика 6 сила натягу збільшується на величину ΔS_4 і буде дорівнювати: $S_5 = S_4 + \Delta S_4$. Сила ΔS_4 , з урахуванням (1), дорівнює: $\Delta S_4 = k_p \cdot S_4$. Отже, сила натягу на ділянці від валика 5 до валика 6 визначається за: $S_5 = S_4 + \Delta S_4 = S_4 + k_p \cdot S_4 = S_4 \cdot (1 + k_p) = S_0 \cdot (1 + k_p)^2$. Сила натягу S_6 на ділянці від валика 6 до валика 7 буде дорівнювати: $S_6 = S_5 + \Delta S_5$, де ΔS_5 – сила, на яку збільшується натяг паса в зоні валика 6. Ця сила ΔS_5 дорівнює: $\Delta S_5 = k_p \cdot S_5$. Тоді сила S_6 дорівнює: $S_6 = S_5 + \Delta S_5 = S_5 + k_p \cdot S_5 = S_5 \cdot (1 + k_p) = S_0 \cdot (1 + k_p)^3$.

Як бачимо з вищевикладеного, після проходження віткою паса чергового валика сила натягу пасів збільшується в $(1 + k_p)$ раз, а показник степеня виразу $(1 + k_p)$ збільшується на одиницю. Це означає, що після проходження віткою паса i -го валика сила натягу вітки паса S_i буде дорівнювати:

$$S_i = S_0 \cdot (1 + k_p)^{i-3}. \quad (2)$$

Вказаний у формулі (2) показник степеня $i-3$ був отриманий через те, що відлік валиків на схемі (рис. 1) починається від ведучого валика 1, а силу натягу паса визначаємо, починаючи від веденого валика 4; число ведучих валиків $4-1=3$, саме тому в показнику степеня є “-3”.

Після проходження зони валика 12 сила S_{12} натягу пасів буде дорівнювати:

$$S_{12} = S_0 \cdot (1 + k_p)^9. \quad (3)$$

З такою силою S_{12} натягуються паси у початковій частині зони формування рулону зі стебел, тобто в початковій частині камери пресування (біля валика 12). У цій зоні паси захоплюють стебла, що поступають з поверхні барабана на пресування, та стискають їх; крім цього, завдяки діям віток 13 пасів у зоні між валиками 12 і 1

збільшуються розміри рулону та забезпечується його обертання. Захоплення стрічки стебел пасами значно полегшується завдяки дії барабана, що обертається.

Рухомі нескінченні паси стискають рулон і стебла, які тільки поступили у пресувальну камеру; цей тиск створюється завдяки дії сили натягу S_{12} , але крім цього навантаження паси ще обертають рулон, розміри і маса якого зростають, при цьому затрачається робота на надання рулону кінетичної енергії та подолання опору повітря під час руху рулону. Вважатимемо, що ця дія паса на рулон відбувається за тим же принципом, за яким ведучий пас у пасовій передачі діє на ведений шків. Для використання цього принципу викладемо спочатку коротко ряд основних положень теорії пасової передачі.

Схема пасової передачі представлена на рис. 2. Вона складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів та паса 3.

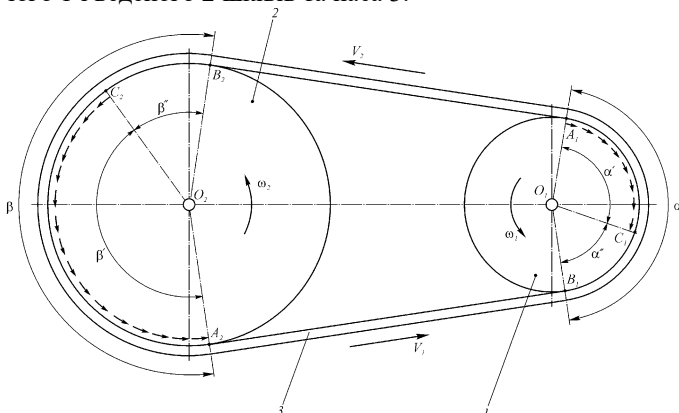


Рис. 2. Схема пасової передачі: 1 – ведучий шків; 2 – ведений шків; 3 – пас

Ведучий шків обертається з кутовою швидкістю ω_1 і тягне за собою ведучу вітку паса, яка рухається зі швидкістю v_1 . Ця ведуча вітка у свою чергу приводить в рух ведений шків з кутовою швидкістю ω_2 і ведену вітку паса зі швидкістю v_2 .

Рух від ведучого шківа пасу передається на дузі пружного ковзання A_1C_1 лінії контакту шківа з пасом; розташована ця дуга з боку вітки паса, що збігає. На цій дузі пас укорочується і ковзає відносно поверхні шківа за напрямом стрілок (рис. 2). Інша дуга B_1C_1 називається дугою спокою. На дузі спокою пас не ковзає відносно

шківа, тобто пас і шків рухаються синхронно. Стрілками зображені сили тертя ковзання частини паса, що укорочується, відносно поверхні шківа на дузі пружного ковзання. На цій дузі шків діє на пас із силами тертя, що напрямлені протилежно вказаним стрілкам.

Увесь кут, який відповідає дузі $A_1C_1B_1$ і є кутом обхвату шківа пасом, позначений α ; кут, що відповідає дузі спокою, позначений α'' , а кут, який відповідає дузі пружного ковзання, позначений α' .

Рух від паса на ведений шків у зоні $B_2C_2A_2$ передається на дузі пружного ковзання C_2A_2 контакту цього шківа з пасом; розташована ця дуга з боку вітки паса, що збігає. На цій дузі пас витягається і ковзає відносно поверхні шківа за напрямом обертання. Інша дуга B_2C_2 є дугою спокою. На цій дузі пас не ковзає відносно шківа, тобто шків і пас рухаються синхронно. Стрілками зображені напрями видовження паса і сили тертя ковзання частини паса, що видовжується, відносно поверхні шківа на дузі пружного ковзання. На цій дузі шків діє на пас із силами тертя, що напрямлені протилежно вказаним стрілкам. Кут, який відповідає дузі $A_2C_2B_2$ обхвату шківа пасом, позначений β ; кут, що відповідає дузі спокою, позначений β'' , а кут, який відповідає дузі пружного ковзання, позначений β' . Таким чином, $\alpha = \alpha' + \alpha''$, а $\beta = \beta' + \beta''$.

Застосовуючи цю теорію до явища дії нескінченного паса на рулон у зоні його обхвату від валика 12 до валика 1 (рис. 1), отримаємо, що пас видовжується та ковзає відносно рулону в зоні C_2A_2 пружного його ковзання, яка знаходиться з боку вітки паса, що збігає, і характеризується кутом обхвату β' . За рахунок цього ковзання сила S_m натягу вітки паса, що збігає, більша за силу S_{12} на деяку величину, яку позначимо ΔS_m , тобто:

$$\Delta S_m = S_m - S_{12}. \quad (4)$$

Через невелику швидкість обертання рулону можна знехтувати опором повітря під час розрахунку. Також нехтуватимемо згинанням пасів навколо рулону. Тоді за рахунок дії сили ΔS_m відбувається обертання рулону, що зростає, і ковзання пасів на рулоні в зоні C_2A_2 . Застосуємо для рулону, що обертається, відоме з курсу теоретичної механіки рівняння кінетичної енергії, згідно з яким різниця кінетичної енергії рівна виконаній роботі. Тоді

$$\frac{I_{II} \cdot \omega_{II}^2}{2} - \frac{I_{II0} \cdot \omega_{II0}^2}{2} = A_{ck}, \quad (5)$$

де I_{II}, I_{II0} – моменти інерції рулону відносно осі, яка перпендикулярна площині креслення та проходить через центр перерізу рулону C , відповідно у момент часу t та $t = t_0 = 0$;

$\omega_{II}, \omega_{II0}$ – кутові швидкості обертання рулону відповідно в момент часу t та $t = t_0 = 0$;

A_{ck} – робота, що затрачається на подолання опору через ковзання віток пасів по стеблах у зоні C_2A_2 (рис. 1) за час t .

Якщо рулон вважати круглим прямим циліндром, то для такого тіла момент інерції I_{II} дорівнює $m_{II} \cdot r_{II}^2/2$. При $t = t_0 = 0$, $m_{II} = 0$ і I_{II0} також дорівнює нулю. Кутова швидкість ω_{II} дорівнює:

$$\omega_{II} = v_p / r_{II}, \quad (6)$$

де v_p – швидкість руху паса.

Робота A_{ck} , що затрачається на подолання опору через ковзання пасів, може бути визначена як добуток сили ΔS_m на шлях ковзання, рівний добутку швидкості ковзання v_{ck} на час t . Швидкість ковзання паса по довжині дуги C_2A_2 (рис. 1) визначаємо за формулою, яка є в літературі [7]: $v_{ck} = v_p \cdot \frac{\Delta S_m}{E \cdot F}$, де E – модуль пружності першого роду паса, а F – площа перерізу паса. Тоді

$$A_{ck} = \Delta S_m \cdot v_p \cdot \frac{\Delta S_m}{E \cdot F} \cdot t = \frac{(\Delta S_m)^2 \cdot v_p \cdot t}{E \cdot F}. \quad (7)$$

Після підстановки у формулу (5) усіх наведених вище даних, урахувавши $m_{II} = m_c \cdot i \cdot t$, отримаємо:

$$0,25 \cdot m_c \cdot i \cdot v_p^2 \cdot t = \frac{(\Delta S_m)^2 \cdot v_p \cdot t}{E \cdot F},$$

звідки

$$\Delta S_m = \sqrt{\frac{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot t \cdot v_p^2}{v_p \cdot t}} = \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p}. \quad (8)$$

Оскільки $\Delta S_m = S_m - S_{12}$ з (4), то

$$S_m = S_{12} + \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p}. \quad (9)$$

З теорії пасової передачі відомо, що сила натягу ведучої вітки паса дорівнює силі натягу веденої вітки, помноженої на $e^{f \cdot \beta'}$, де e – основа натуральних логарифмів, а f – коефіцієнт тертя паса на шківу. Для нашого випадку (рис. 1), коли пас обтягує рулон, f є коефіцієнтом тертя паса на рулоні. Тоді

$$S_m = S_{12} \cdot e^{f \cdot \beta'}. \quad (10)$$

Така сила натягу пасів у точці A_2 . У проміжній точці C_2' , радіус CC_2' для якої відхилений від радіуса CC_2 на кут β_1 (рис. 1), сила натягу S дорівнює:

$$S = S_{12} \cdot e^{f \cdot \beta_1}. \quad (11)$$

З рівності лівих частин формул (9) і (10) слідує, що рівні праві їх частини, тому

$$S_{12} + \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p} = S_{12} \cdot e^{f \cdot \beta'}.$$

З останньої рівності випливає, що

$$S_{12} = \frac{1}{(e^{f \cdot \beta'} - 1)} \cdot \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p}. \quad (12)$$

З урахуванням формули (3) S_0 дорівнює:

$$S_0 = \frac{S_{12}}{(1+k_p)^9} = \frac{1}{(1+k_p)^9 \cdot (e^{f \cdot \beta'} - 1)} \cdot \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p}, \quad (13)$$

а кут β' визначається з рівності:

$$\beta' = \frac{1}{f} \cdot \ln \left(1 + \frac{1}{S_{12}} \cdot \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p} \right). \quad (14)$$

Тут S_{12} згідно з (3) дорівнює $S_0 \cdot (1+k_p)^9$.

Під час формування рулону та збільшенні його розмірів і маси має місце повертання важеля $O_1E_1E_2$ натяжного пристрою нескінченних пасів проти годинникової стрілки, а також переміщення валиків з центрами E_1 і E_2 вгору (рис. 3). Під час цього піднімання валиків сили натягу віток пасів, діючи на валики, створюють відносно точки O_1 момент, рівний або більший за момент M_p . Важіль $O_1E_1E_2$ під дією гідроциліндрів і пружин, які діють на нього з обертальним моментом M_p , намагається зайняти таке положення, коли центри E_1 і E_2 валиків розташовуються нижче верхніх валиків пасів.

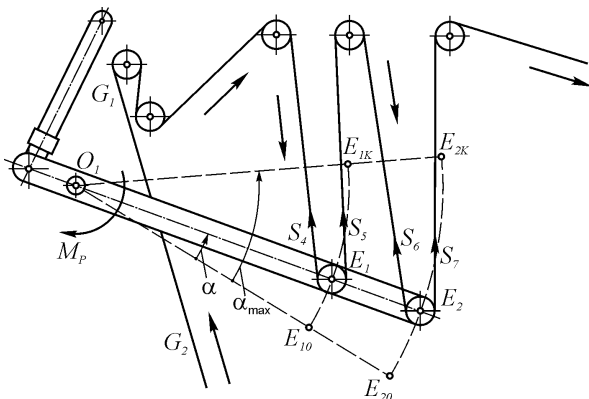


Рис. 3. Схема частини пасової передачі, що охоплює валики важеля натяжного пристрою

Ці сили натягу віток пасів позначені S_4 , S_5 (для валика з центром E_1) і S_6 , S_7 (для валика з центром E_2). Якщо не враховувати опору внаслідок тертя в опорах валиків і згинання пасів, то усі вітки пасів натягуються з однаковою силою, тобто $S_4 = S_5 = S_6 = S_7$, а в загальному випадку $S_4 < S_5 < S_6 < S_7$ (як зазначалось вище). З урахуванням цього приходимо до висновку, що для рівномірного повертання важеля $O_1E_1E_2$ проти годинникової стрілки повинна дотримуватися умова:

$$M_p \approx (S_4 + S_5) \cdot l_{O_1E_1} + (S_6 + S_7) \cdot l_{O_1E_2}, \quad (15)$$

де $l_{O_1E_1}$ і $l_{O_1E_2}$ – відстані від точки O_1 до центрів, відповідно, E_1 і E_2 .

Вище розглянуті залежності сил S_4 , S_5 , S_6 і S_7 від факторів, що впливають. Як слідує з формул (1) і (2), $S_4 = S_0 \cdot (1 + k_p)$, $S_5 = S_0 \cdot (1 + k_p)^2$, $S_6 = S_0 \cdot (1 + k_p)^3$, $S_7 = S_0 \cdot (1 + k_p)^4$, де S_0 – сила натягу веденої вітки пасової передачі рулонного прес-підбирача, а k_p – коефіцієнт, що враховує зростання сили натягу паса через його згинання та подолання тертя в опорі валика. Якщо скористатися цими даними, то $S_4 + S_5 = S_0 \cdot ((1 + k_p) + (1 + k_p)^2) = S_0 \cdot (1 + k_p) \cdot (2 + k_p)$, а

$S_6 + S_7 = S_0 \cdot \left((1+k_p)^3 + (1+k_p)^4 \right) = S_0 \cdot (1+k_p)^3 \cdot (2+k_p)$. Підставляючи ці дані в (15) і розв'язуючи отримане рівняння відносно S_0 , знайдемо:

$$S_0 = \frac{M_p}{l_{O_1E_1} \cdot (1+k_p) \cdot (2+k_p) + l_{O_1E_2} \cdot (1+k_p)^3 \cdot (2+k_p)} = \frac{M_p}{\left(l_{O_1E_1} + l_{O_1E_2} \cdot (1+k_p)^2 \right) \cdot (1+k_p) \cdot (2+k_p)} \quad (16)$$

Така залежність сили S_0 натягу веденої вітки паса, тобто вітки від валика 3 до валика 4, від моменту M_p .

Від сили S_0 залежить сила S_{12} натягу паса в зоні пресувальної камери, тобто та сила натягу, завдяки дії якої стебла стискаються. Сила S_{12} визначається за формулою (3): $S_{12} = S_0 \cdot (1+k_p)^9$. З урахуванням (16) S_{12} дорівнює:

$$S_{12} = \frac{M_p \cdot (1+k_p)^8}{\left(l_{O_1E_1} + l_{O_1E_2} \cdot (1+k_p)^2 \right) \cdot (2+k_p)} \quad (17)$$

Сила S_{13} натягу вітки 13 пасів від валика 12 до точки C_2 цієї вітки буде дорівнювати силі S_{12} , якщо нехтувати затратами енергії на подолання опору через згинання пасів на дузі даної вітки 13, тобто

$$S_{13} = S_{12} \quad (18)$$

Значення цих сил пов'язані зі значеннями сил опору стебел стиску. Для аналізу цього явища розглянемо рис. 4, на якому представлена епюра нормального тиску стебел рулону на паси на всій дузі $A_2' C_2 A_2$. Дотичний тиск, як вже зазначалось, діє тільки на дузі $C_2 A_2$, де паси ковзають по стеблах; на рис. 4 він не показаний.

Нормальні тиски на дузі $B'BC_2$ рівні, оскільки вони залежать від сили натягу S_{13} , яка на цій дузі не змінюється. На дузі $C_2 A_2$ сила S_{13} зростає (згідно (11)), отже зростає і нормальний тиск стебел рулону на паси.

Нормальний тиск q пасів на стебла рулону і стебел рулону на паси визначається за формулою:

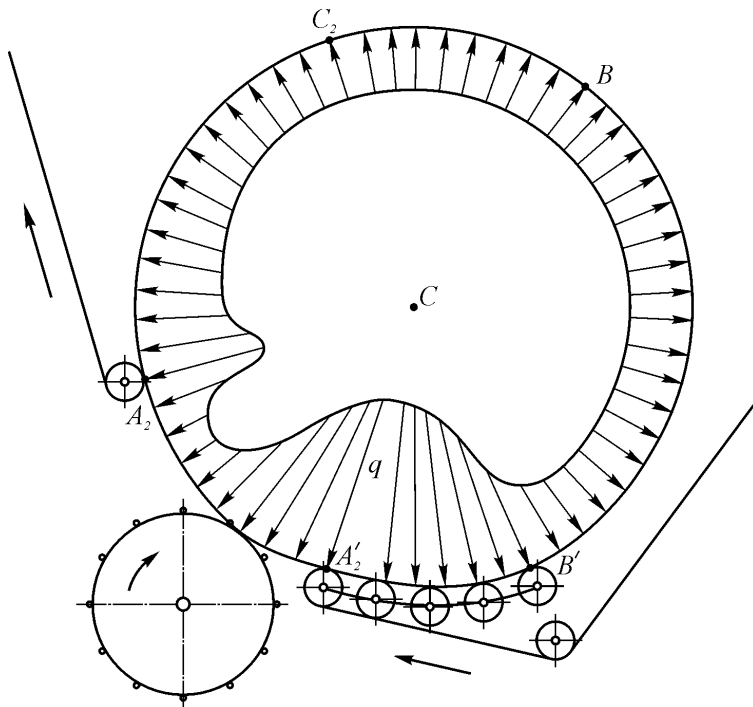


Рис. 4. Еюра нормального тиску стебел рулону на паси

$$q = \frac{S_{12}}{B_p \cdot n \cdot r_{II}}, \quad (19)$$

де S_{12} визначається за формулою (17).

Із залежності (19) випливає:

$$S_{12} = B_p \cdot n \cdot r_{II} \cdot q. \quad (20)$$

Порівнюючи дану залежність з (3), приходимо до висновку, що

$$S_0 = \frac{B_p \cdot n \cdot r_{II} \cdot q}{(1 + k_p)^9}. \quad (21)$$

Для подальших розрахунків скористаємось відомими з теорії пасових передач залежностями [7, 8]:

$$\left. \begin{aligned} S_m + S_0 &= 2 \cdot S_n; \\ S_m - S_0 &= P; \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

$$\left. \begin{aligned} S_m &= P \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha'}}{e^{f \cdot \alpha'} - 1}; \\ S_0 &= P \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha'} - 1}; \\ S_n &= \frac{P}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha'} + 1}{e^{f \cdot \alpha'} - 1}, \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

де S_n – сила початкового (попереднього) натягу пасів; P – колова сила на ведучому шківі; f – коефіцієнт тертя паса на поверхні ведучого шківа; α' – кут пружного ковзання паса відносно поверхні ведучого шківа.

Розв'язуючи спільно рівняння (9), (20), (21) і (22) знаходимо залежності сил S_0 і S_m від сили початкового натягу пасів:

$$S_0 = 2 \cdot S_n - B_p \cdot n \cdot r_{II} \cdot q - \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p} = \frac{B_p \cdot n \cdot r_{II} \cdot q}{(1+k_p)^9}; \quad (24)$$

$$S_m = 2 \cdot S_n - \frac{B_p \cdot n \cdot r_{II} \cdot q}{(1+k_p)^9} = B_p \cdot n \cdot r_{II} \cdot q + \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p}. \quad (25)$$

У досліджуваному нами механізмі замість одного ведучого шківа є три ведучих валика 1, 2 і 3 (рис. 1). Колова сила P на цих валиках згідно з другою формулою (22) дорівнює:

$$\begin{aligned} P &= B_p \cdot n \cdot r_{II} \cdot q + \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p} - \frac{B_p \cdot n \cdot r_{II} \cdot q}{(1+k_p)^9} = \\ &= B_p \cdot n \cdot r_{II} \cdot q \cdot \left(1 - \frac{1}{(1+k_p)^9} \right) + \sqrt{0,25 \cdot E \cdot F \cdot i \cdot m_c \cdot v_p}. \end{aligned} \quad (26)$$

З останнього рівняння (23) слідує:

$$\alpha' = \frac{1}{f} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot S_n + P}{2 \cdot S_n - P} \right). \quad (27)$$

Висновки. Таким повинне бути значення кута пружного ковзання паса на ведучому шківі (на ведучих валиках). Стосовно нашого випадку це означає, що для стійкої роботи механізму сума кутів обхвату ведучих валиків пасом повинна бути більша за кут α' , визначений за формулою (27). Позначимо цю суму кутів $\sum \alpha_i$, тоді вона дорівнює:

$$\sum \alpha_i = \xi \cdot \alpha', \quad (28)$$

де ξ – коефіцієнт, значення якого повинні бути не менше 1,5.

Переваги удосконаленої конструкції пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача в тому, що завдяки взаємодії валиків підпружиненої рамки з рулоном здійснюється необхідне ущільнення його зовнішніх шарів стрічки стебел льону, чим забезпечується більш рівномірний розподіл щільності в рулоні. Крім того, зменшуються сили натягу нескінченних пасів і тим самим підвищується довговічність останніх та якість сформованого рулону.

Література

1. Льноуборочные машины / [Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Кравчук В. Перспективы выращивания льна-долгунца в Украине / В. Кравчук, Г. Хайлис // Техніка і технології АПК. – 2010. – №11(14). – С. 21 – 22.
4. Аналіз пристроїв для пакування стрічки льону / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, С.Є. Голячук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – 2005. – №41. – С. 363 – 374.
5. Пат. 60254 U Україна, МПК A01D45/00. Рулонний прес-підбирач / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, С.Ф. Юхимчук (Україна). – №u201015244; Заявл. 17.12.2010; Опубл. 10.06.2011, Бюл. №11.
6. Пат. 62933 U Україна, МПК A01D45/06. Рулонний прес-підбирач / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, С.Ф. Юхимчук, В.В. Горбатов (Україна). – №u201101026; Заявл. 31.01.2011; Опубл. 26.09.2011, Бюл. №18.
7. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин / Кожевников С.Н. – М.: Машиностроение, 1973. – 591 с.
8. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник / Павлище В.Т. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.3 (075.8)

© М. В. Усенко, к.т.н.; М. П. Данилюк
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ СФЕРИЧНОЇ ФРЕЗИ З НОЖАМИ РОЗПІРКАМИ

В даній статті висвітлено конструктивні особливості ґрунтової сферичної фрези з ножами розпірками. Проведено аналіз роботи даної машини в ґрунтах з різною вологістю.

ФРЕЗА, СФЕРА, НІЖ, РОЗПІРКА, ҐРУНТ, ВОЛОГІСТЬ.

Постановка проблеми. В наш час досить актуальним стає питання підвищення екологічності сільськогосподарської продукції не знижуючи родючості ґрунтів. Для досягнення даної цілі необхідно оптимізувати процес внесення гербіцидів та вводити операції механічного обробітку ґрунту під час догляду за рослинами. При цьому потрібно своєчасно проводити міжрядний обробіток ґрунту для одержання високого врожаю. Важливе значення тут має забезпечення мінімальної захисної зони рядка для запобігання пошкодження коренів рослин і водночас забезпечення обробітку ґрунту найбільшої частини міжряддя.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Станом на сьогодні в арсеналі техніки для обробітку ґрунту значного поширення набули ґрунтові фрези [1,2,3]. При постійному вдосконаленні даних машин, загальним залишається те, що в поперечному до напрямку руху перерізі оброблена ними частина ґрунту набуває форму прямокутника. Така прямокутна форма при намаганні збільшення обробленої частини міжряддя призводить до збільшення довжини прямокутника і, відповідно, до пошкодження рослин чи до збільшення ймовірності їх пошкодження. Аналіз досліджень і публікацій показав, що на сьогоднішній день немає праць, спрямованих на дослідження поперечного перерізу обробленої частини ґрунту [3, 4, 5, 6].

Мета дослідження. Визначення оптимальних показників обробітку ґрунту сферичною фрезою з ножами розпірками.

Результати дослідження. Спрямовуємо напрям дослідження на сферичні фрези для міжрядного обробітку ґрунту з ножами з розпірками [7, 8]. На рис. 1 зображена сферична фреза для обробітку ґрунту з ножами з розпірками, яка є новою конструкцією.

Дана фреза містить зірочки 1, що розміщені на кінцях вала 2 і кульову поверхню 5 тіла фрези для кріплення ґрунтових ножів з

розпірками виготовлених з гнучкого матеріалу (відповідних марок сталі) 3, що також розміщена на валу 2. Зірочки 1 і кульова поверхня 5 кріплення ґрунтових ножів з розпірками 3 насаджені на вал 2 жорстко.

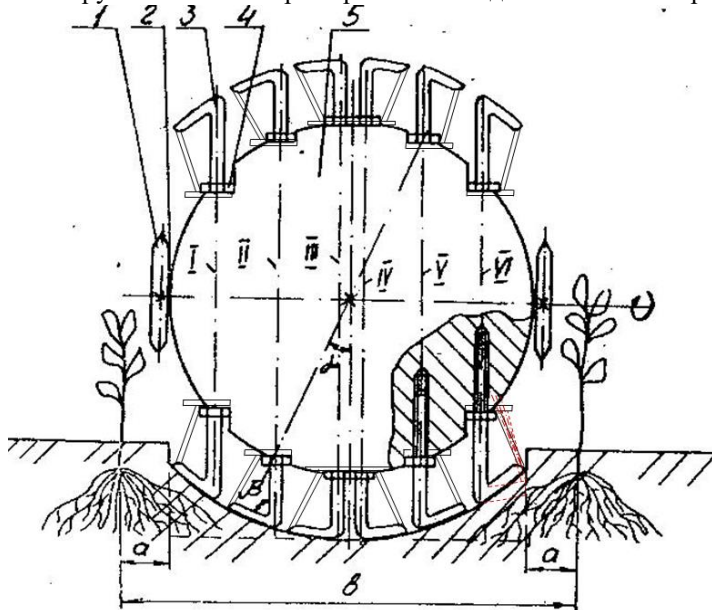


Рис. 1. Сферична фреза для обробітку ґрунту при роботі на рівнині:
1 – зірочки; 2 – вал; 3 – ґрунтові ножі; 4 – контргайки;
5 – кульова поверхня

Ґрунтові ножі з розпірками 3 прикріплені до сферичної поверхні 5 з можливістю регулювання і фіксації частини ножа, що виступає над цією поверхнею за допомогою різьбового з'єднання з контргайками 4. Ґрунтові ножі 3 на поверхні 5 розміщені еквідистантно і утворюють між собою ряди в напрямку руху. Кожен ґрунтовий ніж виготовлених з гнучкого матеріалу (відповідних марок сталі) 3 має різьбовий хвостовик, за допомогою якого вгвинчується в різьбовий отвір поверхні 5 на необхідну глибину і стопориться контргайкою 4. Крім цього кожен ніж має розпірку, яка з'єднує кінцеву частину (у ріжучої кромки) з частиною, що розташована безпосередньо біля кульової поверхні. Розпірки в нижній частині кріпляться до ножа з можливістю зміни точок кріплення і фіксації їх в певному положенні, що дозволяє регулювати кут відгину полиці (ріжуча частина) ножа. Вся конструкція є гнучкою, оскільки виконана з гнучкого матеріалу (відповідних марок сталі).

При цьому робочі елементи (ножі з розпірками) виготовлені з двохсторонньою ріжучою кромкою, а кут β відгину полки ножа дорівнює:

$$\beta = 90^{\circ} - \gamma, \quad (1)$$

де γ – кут між вертикаллю і великим колом (меридіан) кулі, що проходить крізь точку дотику ножа з поверхнею кріплення.

На рис. 1 зображений вид кріплення ножів з розпірками 3 на поверхні 5, при якому оброблена частина ґрунту має в перерізі вид сегмента, що дозволяє здійснювати обробіток ґрунту з мінімальною захисною зоною рядка, без пошкодження коренів рослин (як видно на рисунку) і з мінімальними енергозатратами агрегату. Проте для роботи в специфічних умовах (легкі за фізико-механічним складом ґрунти, допустимість наявності великої захисної зони рядка і т. д.) ґрунтові ножі 3 за допомогою розпірок можна закріпити так, що оброблена частина ґрунту прийме інший вид перерізу, навіть до прямокутного (показано пунктиром на рис. 1). При необхідності можна поміняти місцями ножі рядів I і III, а також IV і VI.

Дана сферична фреза з ножами з розпірками працює так. Перед початком роботи ґрунтові ножі з розпірками встановлюють і фіксують таким чином, щоб вони утворили поверхню (якщо рахувати по кінцях ножів), яка необхідна для даних умов роботи. На рис.1 – це окружність. Ножі з розпірками приводяться в рух за допомогою ланцюгової передачі та зірочки жорстко закріпленої на валу і при вході в ґрунт обробляють його, не пошкоджуючи при цьому корені рослин. При застосуванні в аналогічних умовах циліндричної ґрунтової фрези з такою самою шириною захвата, профіль обробленої поверхні виходить прямокутним (на рисунках показано пунктирною лінією), що призводить до пошкодження коренів рослин.

Слід зазначити, що коли ґрунтові ножі з розпірками 3 встановлені так, що утворюють окружність, то в такому випадку виходить і мінімальна при даній ширині захвату площа перерізу обробленої частини ґрунту і, відповідно, досягнення мінімальних енергозатрат агрегату, що особливо важливо при агрегуванні фрези з малогабаритними (малопотужними) тракторами.

Під час експериментальних досліджень роботи ґрунтообробної фрези з ножами з розпірками були отримані графіки залежності якості розпушування ґрунту від кінематичного параметра агрегата (мотоблок з експериментальною ґрунтовою фрезою з ножами з розпірками). Графіки (рис. 2) описуються криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції виду $k = 47,5 + bl^c$, де $-1 < c < 0$. Величина 47,5% - це середнє значення між величинами 45% і 50%.

Варіаційні показники (%): для $W = 18\%$ - $\bar{k} = 78,3\%$, $\sigma = \pm 2,79\%$, $V = 3,58\%$, $m = \pm 0,63\%$, $P = 0,81\%$; для $W = 22\%$ - $\bar{k} = 73,5\%$, $\sigma = \pm 2,78\%$, $V = 3,82\%$, $m = \pm 0,62\%$, $P = 0,86\%$; для $W = 25\%$ - $\bar{k} = 68,3\%$, $\sigma = \pm 2,68\%$, $V = 3,92\%$, $m = \pm 0,6\%$, $P = 0,88\%$.

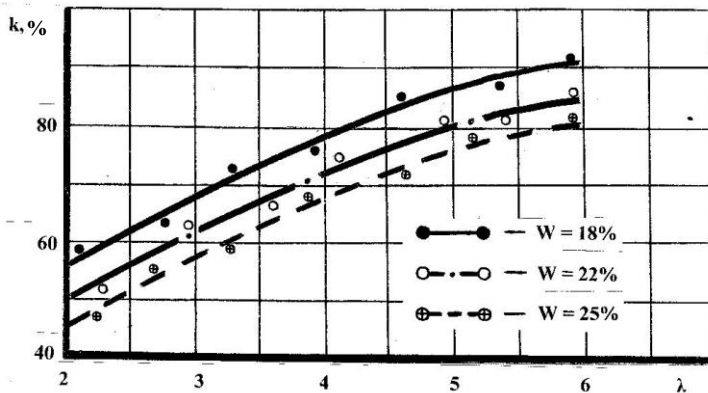


Рис. 2. Залежність грудкуватості k ґрунту від кінематичного параметра λ при різній вологості W ґрунту при роботі ґрунтової сферичної фрези з ножами з розпірками

Як показують криві графіка, з збільшенням λ відсоток якості грудкуватості ґрунту також збільшується. Оптимальне значення (у відповідності з агротехнічними вимогами) грудкуватості 70-75% виходить при $\lambda = 3,5-4,5$ (при вологості ґрунту 22%).

Слід зазначити, що дані показники отримуються при оптимальній швидкості агрегату 1,4 км/год. (0,4 м/с). Це відповідає руху мотоблока на його першій швидкості, яка і є оптимальною для даного випадку.

З підвищенням вологості ґрунту показник якості розпушення його зменшується при постійному значенні λ , оскільки зв'язність ґрунту при більш високій вологості більше.

Експериментальна сферична ґрунтова фреза з ножами з розпірками здатна забезпечити необхідний відсоток грудкуватості ґрунту при різній вологості і необхідній глибині обробітку через те, що поряд з зміною поступальної швидкості агрегату тут є можливість зміни числа обертів фрез-барабана, а також тут ножі по своїх кінцях здатні регулюватись і утворювати необхідну форму січення

оброблюваної скиби ґрунту, що дозволяє їм більш плавно входити в ґрунт і не створювати додатковий тяговий опір агрегату.

На рис. 3. подані графіки залежності знищення бур'янів від кінематичного параметра λ ґрунтової сферичної фрези з ножами з розпірками при різній вологості ґрунту. Графіки описуються криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції виду $\varphi = m\lambda^c$, де $0 < c < 1$. Варіаційні показники: для $W = 18\%$ - $\bar{\varphi} = 91\%$, $\sigma = \pm 2,68\%$, $V = 2,94\%$, $m = \pm 0,6\%$, $P = 0,66\%$; для $W = 22\%$ - $\bar{\varphi} = 89\%$, $\sigma = \pm 2,1\%$, $V = 2,3\%$, $m = \pm 0,47\%$, $P = 0,52\%$; для $W = 25\%$ - $\bar{\varphi} = 86\%$, $\sigma = \pm 2\%$, $V = 2,33\%$, $m = \pm 0,45\%$, $P = 0,52\%$.

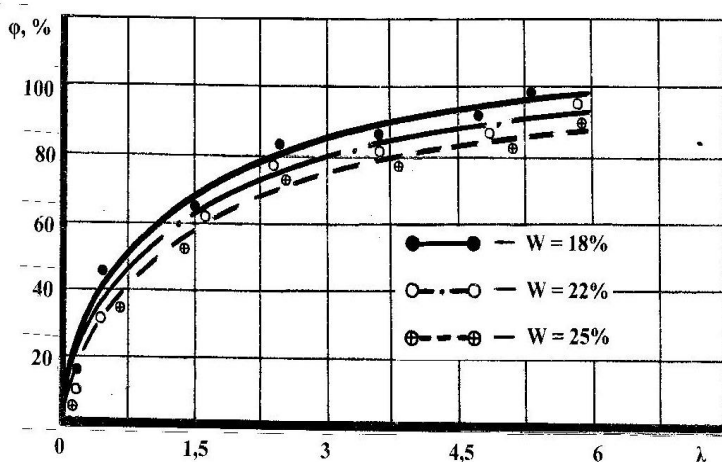


Рис. 3. Залежність відсотка знищення бур'янів φ від кінематичного параметра λ при різній вологості W ґрунту при роботі ґрунтової сферичної фрези з ножами з розпірками

З збільшенням λ відсоток знищення бур'янів збільшується. При значенні λ , що дорівнює 3,5-4,5, тобто необхідному для отримання оптимального значення грудкуватості ґрунту (70-75%), відсоток знищення бур'янів дорівнює приблизно 97%, що прийнятно з агротехнічної точки зору. З збільшенням вологості ґрунту знищення бур'янів його в результаті обробітку зменшується.

Ґрунтова сферична фреза з ножами з розпірками здатна забезпечити необхідне значення відсотка знищення бур'янів (до 98%) при різній вологості ґрунту і необхідній глибині обробітку.

Висновки. Наведені вище результати експериментальних досліджень роботи ґрунтової сферичної фрези з ножами з розпірками показує, що дана фреза забезпечує високі агротехнічні показники роботи.

Література

1. А.с. № 481249 СССР, МКІ А 01В 33/08. Рабочий орган фрезерного культиватора / І.М. Бартєнев - № 1964335/30-15. Заявл. 10.10.1973. Опубл. 25.08.1975. Бюл. № 31.
2. Василенко П.М., Бабий П.Т. Культиваторы (конструкция, теория и расчет). –Киев: АН УССР. –1961. –239 с.
3. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. –М. :Машиностроение, 1983. -144 с.
4. Лукьянов А.Д. Вопросы сельскохозяйственной механики (кинематика почвообрабатывающей фрезы). –Минск: Ураджай, 1971. – Т. 20. С.38-65.
5. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. –М: Машиностроение, 1977. –326 с.
6. Усенко М.В. Обоснование технологической схемы и оптимальных параметров рабочих органов для междурядной обработки табака на склонах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. –Краснодар, 1980. -22 с.
7. Патент № 12511 Україна, МКВ А01В 33/08. Сферична фреза для обробки ґрунту / М.В. Усенко та ін. - № 93005435. Заявл. 25.06.1993. Опубл. 28.02.1997. Бюл. № 1.
8. Патент № 55152 Україна, МКВ А01В 33/08. Сферична фреза з регульованими різальними елементами / М.В. Усенко та ін. - №2002075647. Заявл. 09.07.12002. Опубл. 17.03.2003. Бюл.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 531.781:621.891.621.643/646.001.8

© Г.А. Хайліс, д.т.н., Л.О. Рудик
УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ, ЩО НЕОБХІДНО ПРИКЛАСТИ ДО ПОРШНЯ НАСОСА ДЛЯ ПРОШТОВХУВАННЯ ПО ТРУБОПРОВОДУ ОРГАНІЧНОЇ МАСИ

В статті розглянуто визначення сили, що необхідно прикласти до поршня насоса для проштовхування по трубопроводу органічної маси знизу вгору.

ТРУБОПРОВІД, СИЛА, НАПРУЖЕННЯ, ОРГАНІЧНА МАСА, СИПУЧЕ СЕРЕДОВИЩЕ, РУХ, БІЧНИЙ РОЗПІР, ТЕРТЯ.

Постановка проблеми. Транспортування органічної маси по трубопроводу широко застосовується в техніці. Безпосередньо, таке транспортування застосовується при подачі органічної маси в ферментер.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. По питанням транспортування органічної маси проведено ряд досліджень [1, 2, 3, 4], але транспортування по трубопроводам, що розташовані по різному, мало досліджено. Враховуючи це, виникла потреба дослідити рух органічної маси по трубопроводам.

Мета дослідження. Визначити силу, що необхідно прикласти до поршня насоса для проштовхування органічної маси по трубопроводам, що розташовані вертикально, горизонтально і з кутом нахилу, що змінюється.

Результати дослідження. На рис. 1 представлена схема трубопроводу насоса для подачі органічної маси спочатку по горизонталі вліво, а потім по криволінійній та прямолінійній ділянці труби вліво і вгору на значну відстань. Як бачимо із схеми, трубопровід складається із горизонтальної ділянки *AB*, нахилено-криволінійної ділянки *BCD* і вертикальної ділянки *DE* (рис. 1). Подача органічної маси здійснюється за допомогою поршня, що діє знизу по горизонталі справа наліво. При цьому долається опір на горизонтальній ділянці труби, похилій криволінійній ділянці труби і вертикальній ділянці цієї труби. Найменший опір долається на вертикальній ділянці *DE* труби. Враховуючи це, розрахунок необхідної сили для проштовхування органічної маси почнемо з ділянки *DE*.

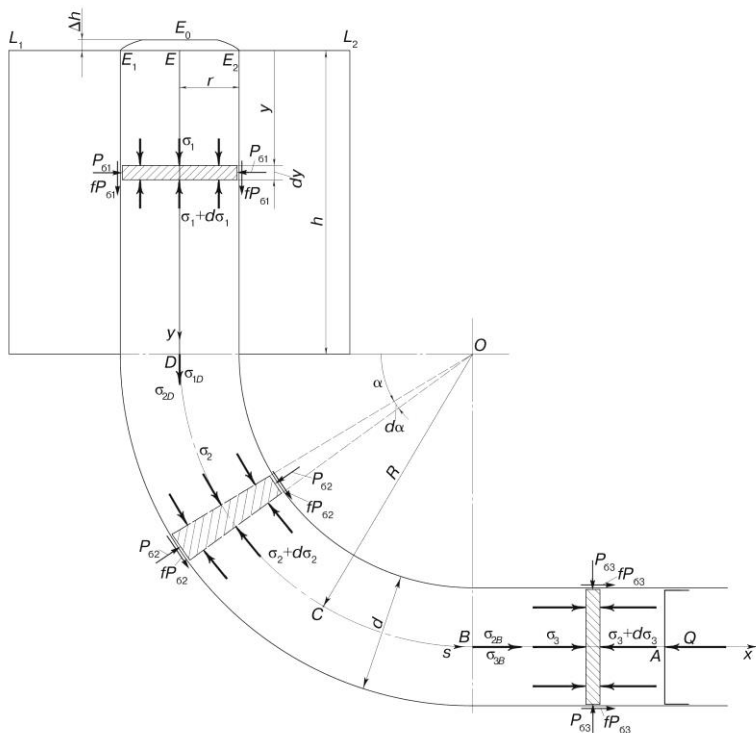


Рис. 1. Схема до розрахунку сили, що необхідно прикласти до поршня насоса для проштовхування органічної маси по трубопроводу

На рис. 1 зображені всі ділянки, в тому числі і ділянка DE . На цій ділянці знаходиться трубопровід висотою h і радіусом r , по якому подається органічна маса. У зоні біля точки E і вище неї починається розподіл цієї маси вліво і вправо від точки E по колу радіусом більше r . Отже при проштовхуванні маси вгору по трубопроводу маса може піднятися вище висоти h на деяку невелику висоту Δh (вище точки E). З цієї висоти Δh маса розкидається (розливається), як уже вказувалося, по колу радіусом більше r (до точок L_1 і L_2).

Розрахунок проводимо при наступних допущеннях: а) органічна маса однорідна; б) органічна маса являється сипучим середовищем і підлягає законам її деформації; в) висоту Δh враховуємо незначною, тому що вона знаходиться вище лінії L_1 і L_2 , по величині висота Δh може незначно змінюватися.

Проведемо в трубопроводі вісь Ey з початком у точці E і виділимо в трубопроводі DE на глибині у нижче точки E об'єм маси нескінченно малої товщини dy (на схемі заштрихований). На цю ділянку зверху діють напруження стиску σ_1 , зі сторони, що лежить зверху шару маси; знизу на цю ділянку будуть діяти напруження дещо більші, чим σ_1 , на нескінченно малу величину $d\sigma_1$, тобто $\sigma_1 + d\sigma_1$. Крім ще цього, на цей об'єм маси збоку діють бічні тиски p_{δ_1} (з сторони стінок ємкості) і сили тертя бічних стінок ємкості об масу fp_{δ_1} , де f – коефіцієнт тертя ковзання. Допускаємо, що маса підіймається вгору рівномірно, тому сили інерції відсутні. Вказані напруження діють по верхній та нижній площинах об'єму маси та по всій бічній поверхні цієї маси. Якщо розподілене навантаження скласти, то отримаємо, що зверху на масу діє сила $\sigma_1 \cdot \pi r^2$, а знизу на масу буде діяти сила $(\sigma_1 + d\sigma_1) \pi r^2$. Як відомо з механіки сипучого середовища та механіки рослинних матеріалів, бічний тиск p_{δ_1} рівний повздовжньому тиску (напруженості) σ_1 , помноженому на коефіцієнт бічного розпору ξ_1 , тобто $p_{\delta_1} = \sigma_1 \cdot \xi_1$. Сила тертя однієї одиниці бічної поверхні стінки об органічну масу дорівнює, як вже зазначалось, fp_{δ_1} ; тоді: $fp_{\delta_1} = f\sigma_1 \cdot \xi_1$ (рис. 1).

На основі викладеного робимо висновок, що збоку на виділений об'єм органічної маси діє сила тертя, рівна $f\sigma_1\xi_1 2\pi r dy$, де $2\pi r dy$ – це площа, на яку діє сила тертя. Тому отримуємо, що на виділений об'єм зверху вниз діють сили $\pi\sigma_1 r^2$ та $2f\sigma_1\xi_1\pi r dy$, а знизу вгору діє сила $\pi(\sigma_1 + d\sigma_1)r^2$. Органічна маса проштовхується знизу вгору, значить сили тертя стінок ємкості об масу направлені вниз. Проектуючи ці сили, що знаходяться у рівновазі, на вісь y отримаємо:

$$\sum y_i = \pi\sigma_1 r^2 - \pi(\sigma_1 + d\sigma_1)r^2 + 2f\sigma_1\xi_1\pi r dy = 0, \quad (1)$$

звідки знаходимо:

$$\frac{d\sigma_1}{\sigma_1} = \frac{2f\xi_1}{r} dy. \quad (2)$$

Інтегруючи це диференціальне рівняння, отримаємо:

$$\ln \sigma_1 = \frac{2f\xi_1}{r} y + C_1, \quad (3)$$

де C_1 – стала інтегрування.

Для визначення величини C_1 врахуємо, що при $y=0$ (це точка E) напруження σ_1 дорівнює σ_{10} , де σ_{10} – це напруження в точці E , вона дуже мала величина, яка може коливатися по величині; вона рівна тиску шару висотою Dh на шар органічної маси в зоні біля точки E . Визначити цю величину точно важко, тому визначаємо її наближено.

Наближено величину C_1 можна визначити наступним чином. Вага маси висотою Dh дорівнює $\sim \rho g \cdot \pi r^2 (Dh)$, де ρ – густина органічної маси, g – прискорення вільного падіння, πr^2 – площа перерізу трубопроводу. Якщо цю силу ваги поділити на площу πr^2 , то отримаємо приблизно σ_{10} , вона рівна $\sigma_{10} \approx \rho g (Dh)$ Н/м² (тобто Па).

Підставляємо приведені дані в формулі (3), отримаємо:

$$\ln \sigma_{10} \approx C_1 \approx \ln [\rho g (Dh)]. \quad (4)$$

Підставляючи це значення C_1 в (3), знаходимо:

$$\ln \sigma_1 = \frac{2f\xi_1}{r} y + \ln \sigma_{10},$$

або

$$\ln \frac{\sigma_1}{\sigma_{10}} = \frac{2f\xi_1}{r} y. \quad (5)$$

З (5) слідує, що:

$$\sigma_1 = \sigma_{10} e^{\frac{2f\xi_1}{r} y}, \quad (6)$$

де

$$\sigma_{10} \approx \rho g (Dh). \quad (7)$$

За формулою (6) змінюється напруження σ_1 в 1-му шарі органічної маси, починаючи від точки E і закінчуючи точкою D . У самій точці D це напруження σ_1 знаходиться по формулі (6), якщо в цю формулу підставити h замість y . В такому випадку σ_1 стане σ_{1D} та буде дорівнювати:

$$\sigma_{1D} = \sigma_{10} e^{\frac{2f\xi_1}{r} h}. \quad (8)$$

Це напруження являється одночасно початковим напруженням σ_{2D} в точці D другої ділянки DCB трубопроводу.

Друга ділянка викривлена на 90° (рис.1) і починається, як вже було зазначено, в точці D та закінчується в точці B . Центром

викривлення цієї частини трубопроводу є точка O , а кут α вигину трубопроводу відраховується від горизонталі OD .

Розрахунки по викривленій частині трубопроводу проводимо враховуючи [5], що діаметр d цієї частини труби менший радіусу R кривизни її осі BCD , а маса елемента сипучого середовища, що стискається мала; враховуючи це та з метою спрощення розрахунків цю масу можна не враховувати.

Проведемо в трубопроводі криволінійну вісь DCB з початком у точці D та виділимо в ній на відстані s від точки D об'єм маси безкінечно малої величини ds (на схемі заштрихований), причому s відраховується від точки D по кривій DCB . На цю ділянку зверху та зліва діють напруження стискання σ_2 зі сторони шару маси, що прилягає до неї; знизу та справа на цей об'єм маси діють напруження дещо більше на $d\sigma_2$, тобто $\sigma_2 + d\sigma_2$. Крім цього, на даний об'єм органічної маси діє бічний тиск p_{σ_2} зі сторони стінок трубопроводу та сили тертя цих бокових стінок об масу fp_{σ_2} . Вказані сили діють по гранях виділеної маси та по бічним поверхням у відповідності з показаною на рис.1 схемою дії сил. Таким чином, бічний тиск p_{σ_2} рівний напруженню σ_2 , помноженому на коефіцієнт бічного розпору ξ_2 , тобто $p_{\sigma_2} = \sigma_2 \xi_2$. Сила тертя fp_{σ_2} рівна $f \sigma_2 \xi_2$ (рис.1).

Крім вказаних сил, в зв'язку з рухом частинок маси по криволінійній траєкторії, на частинки діють відцентрові сили інерції. Ці сили, як відомо, дорівнюють $m_i \frac{V_i^2}{R}$, де m_i – маса i -ої частинки, V_i – швидкість руху, а R – радіус кривизни траєкторії. Але при малих швидкостях V_i ці сили дуже малі. Тому, якщо роздивлятися рух частинок з невеликою швидкістю, то відцентрові сили інерції можна не враховувати.

На основі викладеного вважаємо, що на виділений об'єм органічної маси діє сила тертя, рівна $f \sigma_2 \xi_2 \cdot 2\pi r R d\alpha$, де $d\alpha$ – безкінечно малий кут (прирощення кута α), відповідаючи товщині ds виділеного об'єму, а $2\pi r R d\alpha$ – площа, на яку діють сили тертя. Зверху вниз на виділений об'єм маси діють сила $\pi r^2 \sigma_2$ та сила $2f \sigma_2 \xi_2 \pi r R d\alpha$, а знизу ввєрх діє сила $\pi(\sigma_2 + d\sigma_2)r^2$. Проектуючи ці сили, що знаходяться у рівновазі, за напрямком вісі s , отримаємо:

$$\sum s_i = \pi r^2 \sigma_2 - \pi r^2 (\sigma_2 + d\sigma_2) + 2f \sigma_2 \xi_2 \pi r R d\alpha = 0, \quad (9)$$

звідки знаходимо:

$$\frac{d\sigma_2}{\sigma_2} = \frac{2f \xi_2 R}{r} d\alpha. \quad (10)$$

Дане диференційне рівняння, показує стискання органічної маси у викривленому трубопроводі. Інтегруючи це рівняння, отримаємо:

$$\ln \sigma_2 = \frac{2f \xi_2 R}{r} \alpha + C_2, \quad (11)$$

де C_2 – стала інтегрування.

Для надходження C_2 врахуємо, що при $\alpha = 0$ (це точка D) σ_2 дорівнює σ_{2D} . Підставляючи ці дані в формулу(11) знаходимо:

$$\ln \sigma_{2D} = C_2 \quad (12)$$

де σ_{2D} – напруження, що дорівнює σ_{1D} ; визначається воно за формулою (8).

Тоді, враховуючи формулу (11), маємо:

$$\ln \sigma_2 \approx \frac{2f \xi_2 R}{r} \alpha + \ln \sigma_{2D} \quad (13)$$

або

$$\ln \sigma_2 - \ln \sigma_{2D} = \frac{2f \xi_2 R}{r} \alpha$$

У кінці отримуємо

$$\sigma_2 = \sigma_{2D} e^{\frac{2f \xi_2 R}{r} \alpha} \quad (14)$$

де кут α відраховується в радіанах.

У точці B кут α дорівнює $\frac{\pi}{2}$. Тоді напруження в точці B σ_{2B} буде дорівнювати:

$$\sigma_{2B} = \sigma_{2D} e^{\frac{\pi f \xi_2 R}{r}}. \quad (15)$$

Третьою ділянкою трубопроводу буде ділянка BA . Напруження на початку цієї ділянки буде σ_{3B} , що дорівнює σ_{2B} [рівність (15)]. Проведемо від точки B вправо горизонтальну вісь Bx .

Виділимо на цій третій ділянці Bx на відстані x від точки B вправо об'єм органічної маси нескінченно малої товщини dx (на схемі

заштриховано). На цей об'єм маси зліва діють напруження σ_3 , а справа на цей об'єм діють напруження $\sigma_3 + d\sigma_3$. На цей же об'єм зверху і знизу діє бічний тиск p_{σ_3} і сили тертя fp_{σ_3} . Вказані напруження та сили тертя діють на ліву і праву площадки об'єму маси та по всій бічній поверхні об'єму. Якщо розподілене навантаження зложити, то отримаємо, що на ліву площадку діє сила $\sigma_3 \pi r^2$, а на праву площадку діє сила $(\sigma_3 + d\sigma_3) \pi r^2$. Бічний тиск p_{σ_3} - дорівнює $\sigma_3 \xi_3$, де ξ_3 - коефіцієнт бічного розпору; сила тертя fp_{σ_3} дорівнює тиску p_{σ_3} , помноженому на коефіцієнт тертя f .

На основі цього робимо висновок, що збоку на виділений об'єм маси діють сили тертя, що дорівнюють $2f\sigma_3\xi_3\pi r dx$. Органічна маса проштовхується справа наліво, а це значить, що сили тертя направлені зліва направо.

Проектуючи ці сили, що знаходяться в рівновазі, на вісь x , отримаємо:

$$\sum X_i = \pi \sigma_3 r^2 + 2f\sigma_3\xi_3\pi r dx - \pi(\sigma_3 + d\sigma_3)r^2 = 0, \quad (16)$$

звідки знаходимо:

$$\frac{d\sigma_3}{\sigma_3} = \frac{2f\xi_3}{r} dx. \quad (17)$$

Інтегруючи рівняння, отримаємо:

$$\ln \sigma_3 = \frac{2f\xi_3}{r} x + C_3, \quad (18)$$

де C_3 - стала інтегрування.

Для визначення C_3 врахуємо, що при $x=0$, $\sigma_3 = \sigma_{3B}$.

Підставляючи ці дані в формулу (18), отримаємо:

$$\ln \sigma_{3B} = C_3. \quad (19)$$

Підставляючи ці дані в формулу (15), знайдемо:

$$\ln \sigma_3 = \frac{2f\xi_3}{r} x + \ln \sigma_{3B}. \quad (20)$$

У кінці отримаємо:

$$\sigma_3 = \sigma_{3B} e^{\frac{2f\xi_3}{r} x}, \quad (21)$$

де σ_{3B} дорівнює σ_{2B} знаходяться по формулі (15), а σ_{2D} , що дорівнює σ_{1D} , знаходяться по формулі (8) при σ_{10} , що знаходиться по формулі (7).

У точці A напруження σ_{3A} знаходяться по формулі (18); якщо в неї замість x підставити абсцису точки A тобто x_A . Тоді

$$\sigma_{3A} = \sigma_{3B} e^{\frac{2f\xi_3}{r} x_A}. \quad (22)$$

Для подолання всіх сил опору потрібно до поршня (рис.1) прикласти силу Q , що дорівнює:

$$Q = \sigma_{3A} \pi r^2. \quad (23)$$

Так визначається сила, яку необхідно прикласти до поршня для проштовхування органічної маси по трубопроводу.

Література

1. Алферов С.А. Сопротивление каналов и направляющих для тюков у сеносоломопрессов // Сельхозмашина, 1957. №4. С. 15-19.
2. Карпенко М.І. Визначення сили для переміщення шару маси стеблових матеріалів у вертикальних колінах. Зб. наук. ст. «Механізація та електрифікація сільського господарства». Вип. 85. – К.:ІМЕСГ. 2001. С. 147-149.
3. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
4. Хайлис Г.А., Кузьменко В.Ф., Толстущко Н.О. О сопротивлении перемещению растений в наклонном трубопроводе переменного сечения. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 15. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛДТУ. – С. 304-327.
5. Хайлис Г., Морозов М., Рудик Л. Розрахунок напруження в сипкому середовищі під час транспортування в криволінійному трубопроводі // Техніка і технології АПК. – 2011. – № 11. – С. 25-26.

УДК 622.331

© Р.А. Хлопецький, І. М. Ілюшик
Луцький національний технічний університет

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПРЕСІОМЕТРИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ САПРОПЕЛЮ

У статті наведена методика польових досліджень фізико-механічних властивостей сапропелю, та результати проведених досліджень по встановленню даних властивостей.

ВЛАСТИВОСТІ, САПРОПЕЛЬ, ПОЛЬОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ.

Постановка проблеми. Україна, особливо її північно-західний регіон, багата на поклади сапропелю, що належить до корисних копалин загальнодержавного значення. Однак процес добування сапропелю обумовлений не лише потребою в екологічно чистій органо-мінеральній сировині, а й нагальною екологічною проблемою, пов'язаною із замуленням (а в подальшому і зникненням) озер, значна кількість яких розташована на заході України. Причому цей процес починає набувати стрімкого характеру. На даний час вже можна констатувати, що сучасні озера в зоні західного Полісся замулені на 50 %, а у багатьох місцях процес замулення набув незворотного характеру. Так як одною з найважливіших проблем, яка постає при виборі способу добування сапропелю є недостатня вивченість його властивостей, то постає питання про більш глибоке дослідження властивостей та характеристик сапропелів з врахуванням специфіки місця залягання сапропелю [1]. Запропонований нами спосіб дослідження фізико-механічних властивостей сапропелю дозволяє визначити пресіометричні показники сапропелю.

Метою досліджень є встановлення фізико-механічних властивостей сапропелю, зокрема таких, як опір зсуву τ , кут внутрішнього тертя φ та зчеплення c . Дані показники в подальшому необхідні для розрахунку робочих органів добувних машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показує, що існуючі методики та результати проведення польових досліджень по встановленню фізико-механічних властивостей сапропелю вимагають застосування високовартісного та дефіцитного обладнання і устаткування для їх проведення. [2]

Результатами досліджень. При визначенні опір зсуву τ , кута внутрішнього тертя φ та зчеплення c , використали розроблений крильчастий зонд (рис.1).

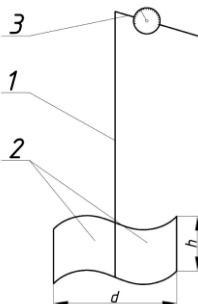


Рис. 1. Зонд для дослідження фізико-механічних властивостей сапропелю: 1 – штанга; 2 – змінна крильчатка; 3 – прилад вимірювання зусилля повороту

Вказані параметри розраховували за результатами польових досліджень, проведених на озері Зяцьке Старовижівського району Волинської області. Такий зонд передбачає з трубчасту штангу 1, яка внизу закінчується криволінійними змінними крильчатками 2 висотою $h=50$ мм і загальною шириною 110, 230, 370мм. У верхньому кінці штанги закріплювали прилад вимірювання зусилля обертання крильчатки 3 з плечем 270мм.

До постановки основного досліду було проведено наступні роботи тарувального характеру:

1. Встановлення залежності крутного моменту від площі крильчатки. Для цього на трьох однакових глибинах вимірювали крутні моменти для кожного з трьох варіантів. Досліди показали пряму залежність крутного моменту від площі крильчатки.

2. Замірами значень крутного моменту в залежності від кута повороту α встановлено, що:

- в першій половині кола обертання крива $M(\alpha)$ апроксимується до прямої залежності;

- пряма залежність проявляється при більшому куті обертання, чим більша площа крильчатки: пряма залежність для крильчатки $d = 110$ мм проявляється починаючи з кута 180° , а для крильчатки $d = 370$ мм – з 240° . Після цього крутний момент не змінюється в залежності від кута обертання.

Заміряли крутні моменти на глибинах 1-10м через кожний метр. Зі значень цих моментів знайдені значення опору зсуву τ , кута внутрішнього кута тертя φ та зчеплення c .

Опір зсуву τ визначили за формулою:

$$\tau = M / \left(1,57 \cdot d^2 \left(h - \frac{d}{3} \right) \right), \quad (1)$$

де M – кругний момент на зонді, Нм; d – діаметр циліндра обертання крильчатки (подвійна ширина однієї лопати), м; h – висота циліндра обертання (висота лопати), м.

Для знаходження значень кута внутрішнього тертя φ і зчеплення c на різній глибині послідовно вирішуємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \tau_i &= \sigma_i \operatorname{tg} \varphi + C; \\ \tau_{i+1} &= \sigma_{i+1} \operatorname{tg} \varphi + C; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Значення величини кута внутрішнього тертя φ і зчеплення середовища c визначи для глибин 7, 8, 9 і 10м.

На проміжку глибин 7-8м:

$$\left. \begin{aligned} 4484,85 &= 48925,62 \operatorname{tg} \varphi + C; \\ 5212,12 &= 56859,5 \operatorname{tg} \varphi + C, \end{aligned} \right\}$$

$$727,27 = 7933,88 \operatorname{tg} \varphi;$$

$$\operatorname{tg} \varphi = 0,0917;$$

$$\varphi = 5^\circ 14';$$

$$C = 4484,85 - 48925,62 \cdot 0,0917 = 1,63 \text{ Н/м}^2.$$

На проміжку глибин 8-9м:

$$\left. \begin{aligned} 5212,12 &= 56859,50 \operatorname{tg} \varphi + C; \\ 6424,24 &= 70082,64 \operatorname{tg} \varphi + C, \end{aligned} \right\}$$

$$1212,12 = 13223,14 \operatorname{tg} \varphi;$$

$$\operatorname{tg} \varphi = 0,0917;$$

$$\varphi = 5^\circ 14';$$

$$C = 5212,12 - 56859,5 \cdot 0,0917 = 1,90 \text{ Н/м}^2.$$

На проміжку глибин 9-10м:

$$\left. \begin{aligned} 6424,24 &= 70082,64 \operatorname{tg} \varphi + C; \\ 8060,61 &= 87933,88 \operatorname{tg} \varphi + C, \end{aligned} \right\}$$

$$1636,37 = 17851,24 \operatorname{tg} \varphi;$$

$$\operatorname{tg} \varphi = 0,0917;$$

$$\varphi = 5^\circ 14';$$

$$C = 6424,24 - 70082,64 \cdot 0,0917 = 2,34 \text{ Н/м}^2.$$

Нормальна сила σ_i визначається як сумарне рівномірно розподілене напруження σ на всю площу крильчатки, яке врівноважує крутний момент. Звідси:

$$M = 2\sigma \left(\frac{d}{2} \cdot h \cdot \frac{d}{4} \right); \quad (3)$$

$$\sigma = \frac{4M}{d^2 h} \text{ Н/м}^2. \quad (4)$$

Дані для розрахунків наведені в таблиці.

Таблиця. Дані для розрахунків

Глибина залягання, м	Крутний момент M , Нм	Висота лопаті h , м	Діаметр циліндра обертання d , м	$1,57d^2(h + \frac{d}{3})$	Опір зсуву τ , Н/м ²	σ , Н/м ²
7	7,4	0,05	0,11	0,00165	4484,85	48925,50
8	8,6	0,05	0,11	0,00165	5212,12	56859,50
9	10,6	0,05	0,11	0,00165	6424,24	70082,64
10	13,3	0,05	0,11	0,00165	8060,61	87933,88

Аналогічні розрахунки проводимо для крильчаток діаметрами 0,2 і 0,3м.

За отриманими даними побудували графіки залежності крутного момента від площі крильчатки (рис. 2), графік залежності крутного момента від кута повороту крильчатки (рис. 3)

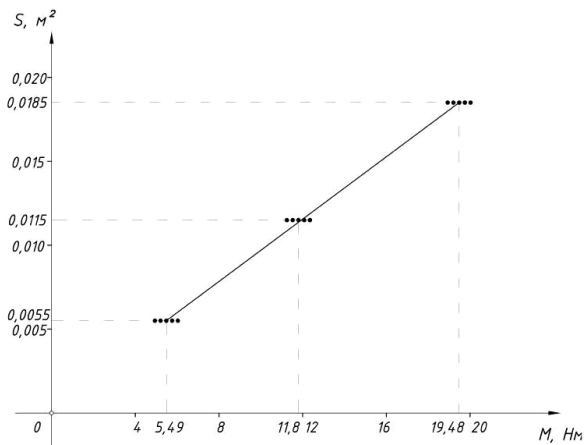


Рис. 2. Графік залежності крутного момента від площі крильчатки

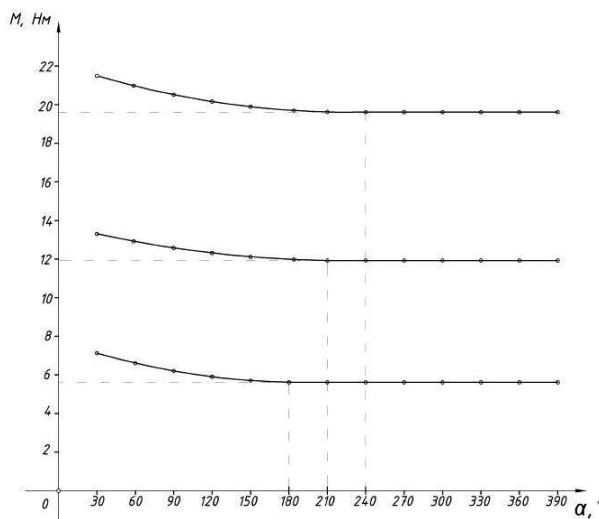


Рис. 3. Графік залежності крутного моменту від кута повороту крильчатки

Отже можна зробити **висновок** що запропонована нами методика для визначення фізико-механічних властивостей сапропелю дозволяє визначити такі пресіометричні параметри, як опір зсуву τ , кут внутрішнього тертя ρ та зчеплення c .

Література

1. Шевчук М. В. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання: Монографія. Луцьк: Надстир'я, 1996. – 384 с.
2. Штин С. М. Озерные сапропели и их комплексное освоение /Под ред. И. М. Ялтануа. – М.: изд. МГГУ, 2005 г.
3. Цытович Н. А. Механика грунтов (краткий курс). 2-е изд., доп., Учебн. для вузов. М., «Высшая школа», 1973 г.
4. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. Киев: Машиностроение, 1971 г., 357с.
5. Патент України на корисну модель № 51204 «Добувний модуль озерних сапропелів» UA МПК(2009) E02F 3/88, 2010р.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.331

© С.М. Хомич

Луцький національний технічний університет,

О.В. Голій, к.т.н.

Волинський інститут агропромислового виробництва

АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ВПЛИВУ САПРОПЕЛЮ НА РОДЮЧІСТЬ ҐРУНТІВ

На основі аналізу впливу сапропелю на розвиток природних факторів родючості ґрунту розкрито доцільність його використання у якості органічного добрива.

ҐРУНТ, РОДЮЧІСТЬ, ФАКТОРИ, САПРОПЕЛЬ, ДОБРИВА.

Постановка проблеми. Серед відомих факторів, що сприяють формуванню високого врожаю сільськогосподарських культур з належними якісними показниками, головна роль належить родючості ґрунтів, яка є основою сільськогосподарського виробництва.

Негативне явище зниження родючості ґрунтів відбувається під впливом наступних процесів: виснаження ґрунту (зменшення запасів гумусу та поживних речовин внаслідок неправильного обробітку та внесення добрив, вторинне засолення, вторинне заболочення тощо); втома ґрунту (накопичення в ньому різних токсичних елементів, викликаних неправильними сівозмінами, надлишком раніше внесених хімічних засобів тощо); антропогенна деградація (ерозія викликана людською діяльністю, винесення дрібнозему з урожаєм коренебурбоблодів) і т.д. [1, 2, 3].

Дані процеси значно зменшують вміст гумусу у ґрунті. За 110 років (1881–1991) в Україні даний показник знизився майже на третину (з 4,2 до 3,2%). За останніми даними цей показник упав до 3% і втрати продовжують зростати [1, 2, 3, 5]. Через зниження родючості ґрунту також змінюється гранулометричний та хімічний склад, структура і загалом зменшується його продуктивність. Тому невідкладним завданням сучасної науки є вивчення змін властивостей ґрунтів під впливом, як природних, так і агротехнічних та антропогенних чинників.

Проте, родючість ґрунту має здатність відтворюватись самостійно або з допомогою певного втручання. Заходи щодо підвищення продуктивності земель та їхньої охорони дуже різноманітні й повинні здійснюватись комплексно. Такі заходи являються основою гумусово-акумулятивного процесу, як єдиної

системи, що взаємно доповнюють одна одну і посилюють дію всіх інших.

Одним із основних заходів збереження та підвищення родючості ґрунтів є науково обґрунтована система удобрення.

На Поліссі України, а саме у Волинській області, переважно дерново-підзолисті ґрунти, які характеризуються низькою природною родючістю, тому внесення добрив, особливо органічних, є визначальним фактором в отриманні високих врожаїв.

Для даного регіону великим резервом підвищення родючості ґрунтів є використання у якості органічних добрив сапропелів [5].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. В натуральному вигляді сапропелі (кремнеземний, карбонатний, органічний, змішаний) виступають в якості саме органічних добрив, які в свою чергу, в орному горизонті, є основою відтворення гумусу, енергетичним матеріалом для мікроорганізмів, суттєвим джерелом елементів живлення рослин і важливим засобом регулювання всіх агрономічно-цінних властивостей ґрунту. Численні дослідження, проведені в різних природнокліматичних зонах близького і далекого зарубіжжя свідчать про те, що саме озерні відклади, як правило, вдосконалюють елементи родючості ґрунтів, та володіють ними [1, 5].

До факторів, що впливають на родючість ґрунту відносять ряд елементів, які О. М. Грінченко зобразив у вигляді шестикутна. Всі вони зв'язані між собою і утворюють єдине ціле (рис.).

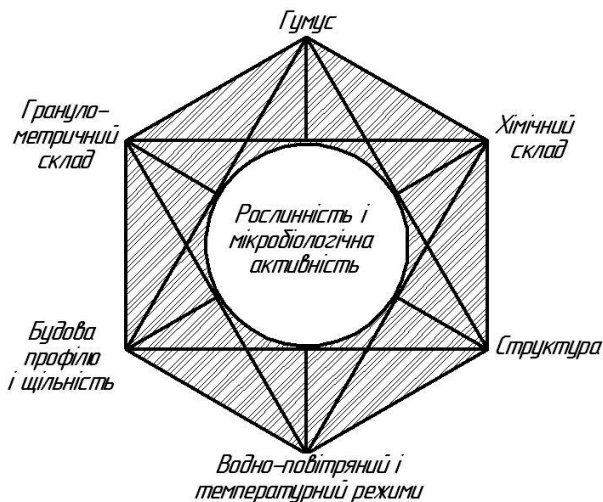


Рис. Природні фактори родючості ґрунту (за О. М. Грінченко)

Метою даного дослідження є виявлення механізму підвищення родючості ґрунту сапропелевими добривами шляхом аналізу його значення у розвитку факторів за наведеною схемою (див. рис.) на основі відомих досліджень науковців.

Результати дослідження. Різноманітність складових частин ґрунту дуже велика і містить низку позитивних та негативних компонентів, які взаємодіють між собою. Головна роль у сукупності цих елементів належить гумусу, як основному чиннику родючості.

Рівень родючості ґрунту залежить не лише від кількості гумусу, а й від його якості. Джерелом гумусу є органічні рештки вищих рослин, мікроорганізмів і тварин, що живуть у ґрунті. Сапропелі являються також продуктом розкладу органічних решток, рослин, тварин і інших речовин, а також до їх складу входять гумусові частинки, які потрапляють до водойми з суші завдяки вітровій та водній ерозії. Тому при внесенні в ґрунт, як у натуральному вигляді так і у складі компостів, сапропель являється цінним матеріалом, що доповнює, вдосконалює та відтворює складову органічної частини якісних гумусових речовин, та забезпечує швидку активізацію процесу утворення гумусу в ґрунті. Внаслідок цього гумус разом із сапропелем формує єдиний компонент для покращення родючості орного шару.

Вміст органічної речовини у сапропелі залежить від його типу і коливається у межах від 15 до 94,3% на суху речовину [6]. У цьому середовищі протікають біо-фізико-хімічні процеси перетворення органічних залишків в специфічні різнобарвлені органо-мінеральні сполуками, які перебуваючи у капілярно-колоїдно згуслому стані, визначають агрономічну цінність гумусу, а через їх сукупність з ґрунтом – родючість останнього [2]. Оскільки до складу сапропелю входять практично всі елементи живлення рослин, а також ферменти, антибіотики, вітаміни, то утворюється певний резерв поживних і фізіологічно активних речовин.

Для різних генетичних горизонтів ґрунтів характерні певні форми структури. Виокремлюють грудкувато-зернисту, горіхувату, пластинчато- лускувату, брилисту та інші форми вираження структури, але особливо цінна є грудкувато-зерниста структура [1].

Змішування сапропелів з ґрунтом формує сприятливу структуру, тобто окремість, де кожний агрегат являється комплексом механічних елементів, які закріплені в макро- (діаметр більше 0,25мм) та мікро агрегати (менше 0,25мм) органо-мінеральними колоїдами, детритами і іншими зв'язками [1].

Сапропель складається з окремих розмірних груп частинок (фракцій). У фракціях в діапазоні розмірів 0,01 – 0,001 мм знаходиться

найцінніша частина добрив – окиси заліза, алюмінію, марганцю, каолін, фосфати і інші, які володіють пластичністю, липкістю, цементуючими властивостями, здатністю набухати. Такі властивості сапропелю у поєднанні з ґрунтом, особливо піщаного походження, утворюють саме грудкувато-зернисту структуру і сприятливий гранулометричний склад, який є найкращою і найефективнішою складовою для проростання насіння, росту і життєдіяльності рослин сільськогосподарських культур. Чим менші за діаметром елементи у фракціях, тим, в десятки разів покращується структура ґрунту удосконалюється гранулометричний склад та збільшується вміст гумусу, а також відбувається краще засвоєння поживних речовин рослинами [1, 5].

Значення вмісту мулистої фракції у формуванні зв'язності ґрунту підтверджують дослідження О.О.Фадєєва і В.Р.Вільямса. Вони встановили, що зв'язністю володіють лише мулисті частинки. Кульки або призми сформовані у вологому стані із всіх груп механічних елементів, крім мулу, після висихання розсипаються або самі по собі, або від найменшого навантаження. Лише досягнувши подрібнення до 0,001 мм частинки зразу стрибкоподібно набувають максимальної зв'язності. Це доведено і підтверджується багатьма іншими дослідниками [1, 5].

Таким чином сапропель забезпечує структуроутворення ґрунту та формування гранулометричного складу, що відіграє певну роль у формуванні рослинної, мікроорганічної активності родючості ґрунту та сприяє розвитку мікроорганізмів [4].

М.З. Лопотко вважає, що сапропель та добрива на його основі у відповідності до гранулометричного складу повинні бути диференційовані за місцем їх внесення. Так на важких ґрунтах вони повинні забезпечувати формування розмірних фракцій більших від 7мм, на піщаних – менших 3мм. Це пояснюється тим, що тверда фаза ґрунту складається з різного ступеня дисперсності (подрібнення), а мулисті фракції, особливо колоїдні частинки, які мають різний хімічний склад, в поєднанні з ґрунтом по різному взаємодіють і в переважній більшості утворюють грудково-зернисту структуру [7].

Також для сапропелю характерна коагуляційна здатність, тобто при взаємодії двох колоїдних частинок, які мають протилежні заряди відбувається взаємна коагуляція (з'єднання колоїдів гумусу та колоїдів сапропелю (гідроксиду алюмінію, заліза, марганцю і ін.)), у пористі зерна, а вони в свою чергу у суцільну пастоподібну речовину, що дуже важливо для оцінки структуроутворюючої ролі вказаних фракцій. Чим більше у ґрунті сапропель з гуміновими і

фульвокислотами за наявності кальцію, тим агрегати ґрунту пористіші і вологостійкіші. Вони не розчиняються у воді і мало руйнуються під час оранки.

З вище перерахованого випливає, що гранулометричний склад ґрунту, який визначає його структуру, залежить від поєднання його з іншими частинками, які представлені органічними та мінеральними зернами. Найбільша кількість таких частинок знаходиться саме у сапропелях. Мулисті фракції сапропелю містять значну кількість гумусу та елементів живлення рослин, покращують структуру та збільшують якісний гранулометричний склад.

Важливим параметром ґрунту є будова його профілю, а отже і щільність та пористість. J. Schuurman, K. Mesweeney, I. Jansen, В.В.Медведев та ін. зазначають, що в результаті високої щільності зменшується вміст вологи та елементів живлення в одиниці об'єму, погіршується проростання насіння, обмежується ріст коренів зменшується доступність вологи та забезпеченість повітрям.

Сприятливі умови для сільськогосподарських культур складаються тоді, коли простір пор гармонійно розподілений і містить достатньою кількістю вологи та повітря. Саме із збільшенням в ґрунті органічних добрив формується достатня кількість структурних крупних і дрібних пор, яких удосталь для розпушуючої дії на ґрунт [2, 3].

Верхні горизонти ґрунту мають меншу щільність ($0,8-1,2\text{г/см}^3$), ніж нижні ($1,3-1,6\text{г/см}^3$). Ця величина залежить від мінералогічного та гранулометричного складу ґрунту, його структурного стану, вмісту органічної речовини, обробітку тощо. А.С.Меєровський, Г.В.Виновець досліджували тенденції зміни щільності складу ґрунту у верхньому шарі під впливом різних видів органічних добрив. Дослідженнями які були проведені на дерново-підзолистих ґрунтах, на глибинах 20; 25; 30см. встановлено, що внесення сапропелю та сапропеле-гноєвих компостів у співвідношенні (1:1) у середніх та максимальних дозах помітно знижує щільність ґрунту на всіх трьох досліджуваних глибинах. Пояснюється таке зниження механічною розпушувальною дією добрив, зумовленою нижчою щільністю їх твердої фази та більш низькою об'ємною масою. У зв'язку із зниженням щільності складу відповідно збільшується і пористість ґрунту. Дане явище чіткіше проявляється у варіанті з компостами.

Наступним критерієм родючості ґрунту є водно-повітряний і температурний режим. Під час внесення сапропелю в ґрунт спостерігається сприятлива його дія на водно-фізичні властивості, зокрема збільшення повної та капілярної вологоємності,

вологоутримуючої властивості та вологості верхнього горизонту. Дослідженнями [8, 5] встановлено, що діапазон зміни водно-фізичних властивостей ґрунту залежить від кількості внесеного сапропелю та його хіміко-механічного складу. Також Є.І.Томина, А.І.Фомина у експериментальних дослідженнях виявили позитивну дію сапропелевих добрив на водний режим ґрунту [5].

Повітряеміст ґрунтів залежить від їх гранулометричного складу та ступеня структурованості. М.З.Лопотко, Г.А.Євдокімова встановили, що внесення сапропелевих добрив в дозах 50-60т/га сприяє зростанню шпаруватості та нормальної аерації ґрунту, тобто некапілярної повітряємкості, повітряємкості міжагрегатних пор або пористості аерації, збільшує продуктивну вологість в горизонті на 0,2-0,4г/см³ [1].

За результатами досліджень М.Й. Шевчука встановлено, що внесення чистого органічного сапропелю на дерново-підзолистих сушіщаних ґрунтах в дозах 60-80т/га сприяло зростанню шпаруватості та аерації ґрунту, а також збільшило в 1,6-2,0 рази продуктивну вологість в шарі 0-30см та зменшувало на 0,6-0,4 г/см³ щільність ґрунту [5].

Сапропелі містять широку гамму хімічних мікроелементів та органічних сполук. Тому при внесенні сапропелю в ґрунт миттєво підвищується їх вміст. У той же час хімічний склад ґрунту являється функцією гранулометричного складу. Особливу роль у формуванні гранулометричного складу та родючості ґрунту, а також розвитку рослин відіграють хімічні мікроелементи, які знаходяться в сапропелі (азот, кальцій, кремній, фосфор, калій, цинк, молібден, кобальт, залізо, і ін.). Мають вплив на даний процес органічні сполуки та біологічно активні речовини (α - β -каротин, хлорофіл, пігменти, білки, вуглеводи, вітаміни В,С,Е, амінокислоти, гумінові кислоти, фульвокислоти і ін.) [7]. Разом вони утворюють розчинні і нерозчинні комплексні сполуки, які є активними та дефіцитними у фізіологічних процесах.

Винятково важливе значення для ґрунту мають мікроорганізми. Вони беруть активну участь у процесі гумусоутворення, який за своєю природою біохімічний. Із збільшенням сапропелю в ґрунті значно підвищується вміст мікроорганізмів, численність яких знаходиться в межах від 5тис. до 11млн. на 1г. сухої речовини сапропелю. Це в свою чергу значно підвищує водоповітряну проникність, пористість, покращує структуру та обмін мікроелементів [3, 7, 9].

Таким чином вплив сапропелю на родючість ґрунту є багатограним та комплексним, але особливо яскравий ефект

спостерігається на піщаних і супіщаних ґрунтах, оскільки їх ефективність там значно вища ніж на ґрунтах важкого механічного складу. Дія сапропелю і добрив на його основі не закінчується одним роком, вони надають позитивний вплив у багаторічній післядії елементів органо-мінерального складу на урожайність наступних культур при застосуванні правильних науково обґрунтованих сівозмін [5, 6, 8, 10].

Аналіз відомих експериментальних даних показує, що 80т сапропелю 60% вологості на суху речовину, по своїй дії і післядії еквівалентний 60т гною підстилкового. Застосування сапропелів як основу компосту з гноем підстилковим, пташиним послідом, вапном, аміачною водою тощо, а також у складі гранульованих органо-мінеральних добрив помітно збільшує врожайність та зменшує норми внесення [6, 8, 9, 10, 11, 12].

Сапропелі вносять як добрива для культур у нормах, які визначаються для кожного поля окремо, виходячи із конкретних місцевих умов, виду культури і агрохімічної характеристики раніше застосовуваних добрив. Під час вирощування сільськогосподарських культур варто визначати норми сапропелю за еквівалентом основних елементів живлення рослин, які знаходяться в ньому, а також за вмістом азоту.

Висновок. На основі наведеного слід відмітити, що сапропель являється екологічно чистою органо-мінеральною сировиною, яка вдосконалює і покращує структуру ґрунту, а також являється якісним джерелом поповнення гумусу. Дані фактори у сукупності забезпечують стійке зростання родючості ґрунту.

Література

1. Мольчак Я.О., Мельничук М.М., Андрощук І.В., Заремба В.М. Деградація ґрунтів та шляхи підвищення їх родючості. – Луцьк.: Настир'я, 1998 – 230 с.
2. Назаренко І.І., Польчина С.М., Дмитрук Ю.М., Смага І.С., Нікорич В.А. Ґрунтознавство з основами геології. – Чернівці: Книги XXI, 2006. – 504с.
3. Назаренко І.І., Польчина С.М., Нікорич В.А. Ґрунтознавство. – Чернівці: Книги XXI, 2003. – 400с.
4. Купчик В.І, Іваніна В.В., Нестеров Г.І., Тонха О.Л, Метьюз М. Ґрунти України: властивості генезис, менеджмент родючості: Навчальний посібник. – К.: Кондор, 2007. – 213с.
5. Шевчук М.Й. Сапропелі України: запаси якість та перспективи використання. – Луцьк: Надтир'я, 1996. – 383с.

6. Шевчук М.Й. Агрохімічні та агроекологічні основи добування і використання озерних родовищ сапропелів в сільському господарстві: Автореф. дис... д-ра с.-г. наук: 06.00.04 / Шевчук Михайло Йосипович; Національний аграрний ун-т. - К., 1997. - 45 с.

7. Лопотко М.З., Евдокимова Г.А. Кузьмицький П.Л. Сапропели в сельском хозяйстве. – М.: Наука и техника, 1992. – 216с.

8. Лиштван И.И., Лопотко М.З., Бамбалов И.И., Букач О.М., Волкова В.Г., Евдокимова Г.А., Пунтус Ф.А., Тишкович А.В. Проблемы исследования сапропелей в народном хозяйстве. – Мн.: Наука и техника, 1981. – 192с.

9. Лопотом.З., Евдокимова Г.А., Кузьмицкий П.Л. Букач О М. Сапропелевые удобрения. Под ред. Мееровського А.С. – Мн.: Наука и техника, 1983. – 119с.

10. Хохлов В.И., Фомин А.И., Шилова Н.А., Применение сапропелей на удобрение. – М.: Россельхозиздат, 1986. – 39 с.

11. Васильев В.А., Лукьяненок И.И., Минеев В.Т. и др. Органические удобрения в интенсивном земледелии. - М.:Колос, 1984. - 190 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.365.2:633.853.494

© К.С.Цизь, Р.В. Кірчук к.т.н.
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ СУШІННЯ РІПАКУ ТА ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ПРОЦЕСУ

У статті проведено огляд існуючих методів і засобів сушіння бороху насіння ріпаку. Представлено конструкції сушарок, які застосовуються, та проаналізовано їх переваги і недоліки. Запропоновано ряд заходів для зменшення енергетичних витрат на процес сушіння.

РІПАК, МЕТОД, СУШІННЯ, ЕНЕРГОЄМНІСТЬ.

Постановка проблеми. Одним із найважливіших завдань під час збирання будь-яких сільськогосподарських матеріалів та їх переробки є отримання високоякісного насіння, якість якого

безпосередньо залежить від правильного підбору методів і засобів сушіння продукту.

Післязбиральний обробіток ріпаку є енергозатратним процесом. Значна частина витрат йде на реалізацію процесу сушіння матеріалу [1,2,3]. Тому розробка енергозберігаючих методів і засобів сушіння, які б позитивно впливали на якість одержаного насіння, є актуальними завданнями, які потребують досліджень.

Аналіз досліджень і публікацій. Якість врожаю насіння ріпаку в значній мірі залежить від його післязбирального обробітку. Зібране насіння швидко самозгрівається. Тому сушіння - основна технологічна операція з приведення сільськогосподарських матеріалів до стану рівноважної вологості.

Вологість матеріалу має визначальний вплив на тривалість зберігання і якість насіння ріпаку. Базовою для ріпаку є вологість 8%, але це не означає, що за вищої вологості ріпак зберігати неможливо. Однак, підвищення вологості на кілька відсотків значно скорочує тривалість зберігання [4,5]. На тривалість зберігання насіння ріпаку впливає також і температура зберігання.

Дослідженням процесу вирощування, збирання і сушіння ріпаку займалися такі науковці як: І.Д. Ситнік [3], О.Ф. Гордєєва [6], М.П. Бондаренко, М.Г. Собко [7].

Аналіз літератури показав, що наукові праці присвячено, в основному, проблемам селекції і технології вирощування ріпаку. Важливими етапами у виробництві насіння ріпаку є його первинна обробка та наступне зберігання. Порівняно велика кількість наукових праць відноситься, в основному, до 70-80-х років і стосується таких сортів, які зараз в Україні не вирощуються. Між тим, завдяки успіхам селекції в нашій державі створені сучасні сорти ріпаку, які значно відрізняються від сортів 70-80-х років. Тому дослідження методів і засобів первинної обробки і зберігання насіння ріпаку та удосконалення технології сушіння є актуальними і доцільними.

Метою дослідження є аналіз методів та засобів сушіння ріпаку, а також пошук шляхів зменшення енергоємності даного процесу. Це є можливим у випадку дослідження і вирішення ряду задач, а саме:

- визначення фізико-технологічних властивостей насіння ріпаку як об'єкта первинної обробки і зберігання;
- дослідження режимів сушіння ріпаку;
- виявлення параметрів процесу сушіння, що суттєво впливають та основні показники якості насіння;
- розробка рекомендацій щодо технічних та організаційних засобів переведення діючих сушарок на сушіння ріпаку;

- розробка на основі проведених наукових досліджень рекомендацій щодо технології післязбирального обробітку.

Результати дослідження.

На тривалість зберігання насіння ріпаку впливає як вологість, так і температура зберігання[5].

Таблиця 1. Максимальний період (днів) зберігання насіння ріпаку без помітних ознак псування

Вологість (%)	Температура (°C)				
	25	20	15	10	5
17	4	4	6	11	20
15.6	4	6	6	11	28
13.7	4	6	11	20	46
12.3	8	6	18	25	109
10.6	11	18	42	42	238
8.9	23	48	116	279	>300
6.7	69	180	>300	>300	>300

При сушінні важливо знати, що насіння ріпаку погано переносить високі температури [4]. Максимальна допустима температура сушильного агенту залежить від таких факторів, як вологість насіння ріпаку перед початком сушіння, його подальше використання, тип сушарок, що використовуються.

Більш вологе насіння вимагає нижчих температур сушильного агенту. При сушінні насіння ріпаку, призначеного для посіву, з початковою вологістю сушіння більше 10%, температура не повинна перевищувати 49°C, а при вологості більше 12,5% - 43°C, інакше втрачається схожість насіння, зерно призначене для промислової переробки можна сушити при дещо вищих температурах (71 і 60°C для вологості >10% і >12,5% відповідно) [8].

Сушіння ріпаку проводять сушарками різних конструкцій та типів, за допомогою активного вентилявання як звичайним, так і підігрітим повітрям.

З метою збереження потокового методу обробки і зниження ступеня травмування насіння сушарка повинна приймати насіннєвий матеріал будь якої вологості висувувати його за один пропуск. При цьому важливо, щоб вона забезпечувала встановлений режим сушіння, рівномірне нагрівання матеріалу за усім об'ємом, гарантувала посівну якість насіння. Крім того, в умовах виробництва від сушарки вимагається висока продуктивність і економічність в роботі.

Температурний режим сушіння ріпаку вибирають, виходячи з рівня вологості й призначення насіннєвого матеріалу та конструкції сушарки. Більш вологе насіння вимагає нижчих температур сушильного агенту. При сушінні насіння ріпаку, призначеного для посіву, з початковою вологістю сушіння більше 10%, температура не повинна перевищувати 49°C, а при вологості більше 12,5% - 43°C, інакше втрачається схожість насіння. Ріпак призначений для промислової переробки можна сушити при дещо вищих температурах (71 і 60°C для вологості >10% і >12,5% відповідно).

Товарний ріпак (продовольче, кормове й технічне зерно) за вологості до 19 % рекомендується висушувати в шахтних прямоточних сушарках (СЗШР-8, СЗШР-16), за температури теплоносія 100...120°C та нагрівання зерна до 55°C. За вищої вологості температуру теплоносія знижують на 10...20°C, нагрівання зерна - на 5...10°C. Насіннєвий ріпак, за потреби, висушують, знижуючи температуру залежно від підвищення збиральної вологості.

На рис.1. показана конструкція шахтної сушарки. Через шахтну сушарку, що складається зоднієї чи двох однакових шахт і вертикальної норії, в процесі сушіння матеріал проходить під дією власної ваги. Рух нагрітого повітря відбувається знизу вгору. Сушильний агент проходить крізь сипку масу продукту, зволожується і витягується витяжним вентилятором назовні. Далі насіння надходить до спеціальних камер охолодження. Щоб запобігти загорянню, перед завантаженням ворох насіння ріпаку необхідно очистити від соломи та лущиння.

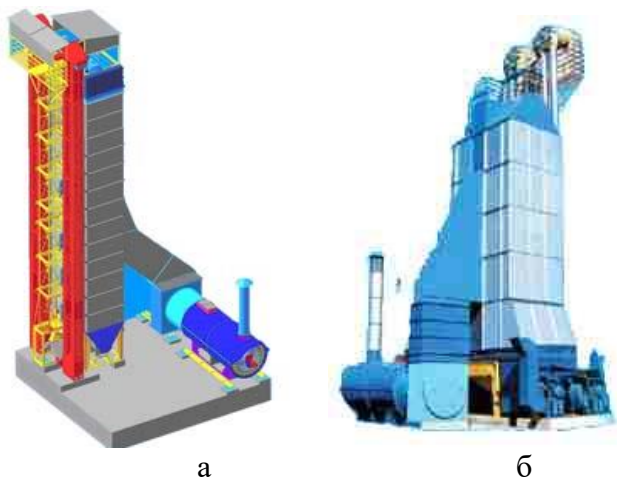


Рис.1. Комп'ютерна модель (а) та фото шахтної сушарки (б)

Крім шахтних, застосовують також колонкові (СК-5, СЗК-8-1, СЗК-15), напільні (СТАУ-1,5) і карусельні (СКУ-10) сушарки, призначені для сушіння зерна різних сільськогосподарських культур і придатні для сушіння насіння ріпаку.

Колонкова сушарка СК-5 (рис. 2) стаціонарна, безперервної дії, призначена для сушки продовольчого зерна, насіння зернових, зернобобових, круп'яних культур, соняшнику, ріпаку і кукурудзи з початковою вологістю до 35%. Сушарка може використовуватися як у складі зерноочисних сушильних комплексів, так і індивідуально. Перевагою сушарки є простота експлуатації, наявність вбудованого охолоджувача. Сушарка встановлюється на відкритому майданчику поза будівлею за винятком системи управління (встановлюється в закритій пультовій) і топкового блоку (встановлюється в будівлі легкого типу, або під навісом). Вид палива рідке і газоподібне.

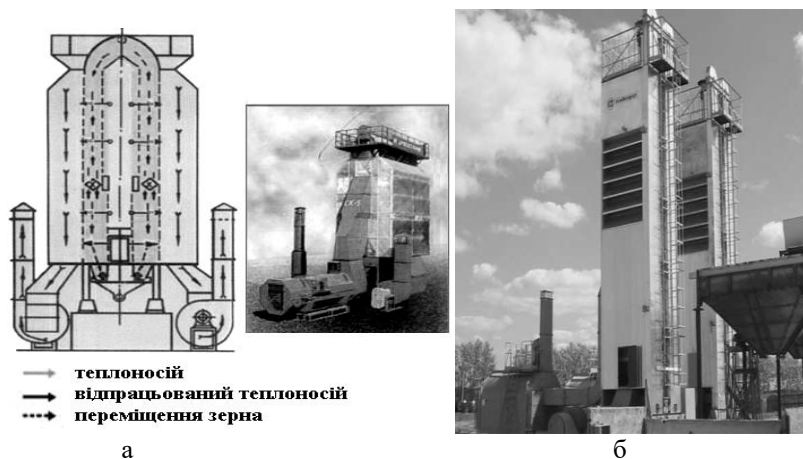


Рис.2. Колонкові сушарки: а - СК-5; б - СЗК-15

Схема напільної сушарки показана на рис.3. Температура нагріву матеріалу на вході в сушарку стає рівною температурі теплоносія через деякий час. Умови роботи сушарки дозволяють контролювати температуру нагріву вороху насіння ріпаку. Недоліком такого типу сушарок є низький рівень механізації завантаження і вивантаження матеріалу, а також нерівномірність сушіння за висотою і площею сушильної камери.

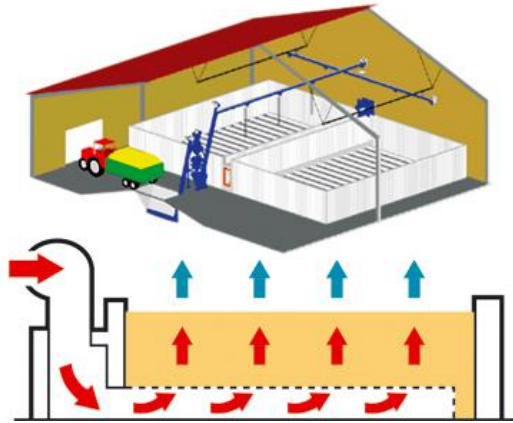


Рис.3. Схема технологічного процесу напільної сушарки

Карусельні сушарка (рис.4, рис.5) працюють за методом протитечії, при якому вологий матеріал рухається назустріч сушильному агенту. При досягненні у нижньому шарі заданої вологості матеріал відводиться вивантажувальним пристроєм, що унеможливає його пересушування, а вологий - автоматично подається зверху. Матеріал, що піддається сушінню, знаходиться в зоні підвищеної температури мінімально необхідний час, а сушильний агент весь проходить через верхній шар матеріалу і повністю віддає йому надлишок тепла. Ця технологія дозволяє зберігати якість насіння і економити паливо.

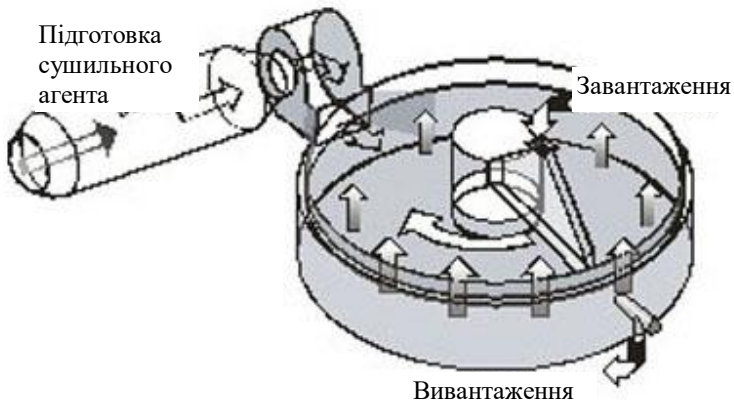


Рис.4. Схема технологічного процесу карусельної сушарки



Рис.5. Карусельна сушарка СКУ-10

Порівняно невеликі обсяги ріпаку можна висушити в підлогово-стелажних сушарках, обладнаних повітронагрівачами чи теплогенераторами. В цих сушарках сушіння здійснюється в нерухомому шарі, тому температура теплоносія повинна бути 40...50°C, а нагрівання зерна - не вище 30...35°C залежно від його вологості. Висота шару - до 30 сантиметрів.

У господарствах, де немає сушарок, насіння сушать у сонячну погоду на майданчиках, шаром завтовшки 5-10 см за частого перемішування. Та цей спосіб надто ризикований і тривалий, тож доцільно його застосовувати лише у крайніх випадках

У порівнянні з природним сушінням, умови проходження зерна через зерносушарки значно жорсткіші, і якість зерна безумовно може погіршитися. Тому слід вибирати такі способи сушіння, за яких висушування зернової маси відбувається за більш безпечних умов.

Удосконалення сушіння будь-яких сільськогосподарських матеріалів є пріоритетним напрямком в заходах енергозбереження у нас час. Найбільш практичного застосування знайшли такі енергозберігаючі заходи:

- заміна надміру енергоємних морально-застарілих сушарок вітчизняного виробництва енергоощадними аналогами;
- модернізація існуючих технологій сушіння і сушарок;
- застосування альтернативних технологій приведення насіння в стійкий стан зберігання.

Зменшити енергоємність технології сушіння можна шляхом вдосконалення і пошуку нових методів і засобів сушіння, а саме:

- зміна режимів сушіння: встановлення низхідних режимів взамін висхідних, вибір параметрів сушильного агента відповідно до різних культур;

- зменшення втрат теплоти у відпрацьованому сушильному агенті: повторне використання потенціалу відпрацьованого нагрітого повітря для підготовки сушильного агента;
- зменшення опору внутрішньої вологи в насінні на завершальному етапі його сушіння короткотривалим (до 4...8 хв.) зменшенням градієнту температури;
- прискорене нагріванням вологого зерна із мінімальним вологообміном;
- застосування двохетапного сушіння: швидкісне – уповільнене.

Потенціал сушильного агента існуючих сушарок вітчизняного виробництва використовується до 40...50 %, а питомі енерговитрати перевищують аналоги зарубіжних сушарок сучасного виробництва на 30...45 %. Тому модернізацією сушарок вітчизняного виробництва можна зменшити їх питомі енерговитрати на 35...40 %, збільшити продуктивність на 45...55% та кількакратно зменшити викиди у довкілля легких домішок насіння.

Витрати на модернізацію сушарок вітчизняного виробництва швидше окупуваються від витрат на закупівлю сушарок іноземного виробництва.

Висновки. З огляду досліджень сушіння різноманітних сільськогосподарських матеріалів, можна зробити висновок, що для сушіння насіння ріпаку доцільно застосовувати принцип протитечії. Сушіння насіння ріпаку пов'язане з труднощами у зв'язку з його властивостями (в першу чергу з його малими розмірами і формою) та забрудненістю. Попереднє очищення забезпечує видалення надлишкової вологості, разом з більш вологими, ніж насіння, домішками. Дослідження, з врахуванням властивостей цієї культури дадуть можливість визначити найбільш раціональні режими сушіння, які б забезпечували енергозбереження, збереження якості при дотриманні заданої продуктивності.

Література

1. Зайцев Н., Бокач А., Лопатьмо Н. Снижение потерь семян рапса при уборке / Земледелие. – 1995. – №5. – С.27.
2. Лихочвар В.В. Рослинництво. Технологія вирощування с/г.
3. Технологія вирощування озимого та ярого ріпака / І.Д. Ситнік – К.:Знання України.- 2006 р.
4. Канев Н. И. Изменение посевных и технологических качеств семян рапса в процессе сушки // Вісник аграрної науки. — 1991. — № 11 — С. 44—45.

5. Burrell, N.J., G.P. Knight, D.M. Armitage, and S.T. Hill. 1980. Determination of the time available for drying rapeseed before the appearance of surface molds. J. Stored Prod. Res. 16: 115-118.

6. Гордєєва О.Ф. Захист сходів ярого ріпаку / О.Ф. Гордєєва // Агровісник.–2007 – №1. –С. 32.

7. Нуково-практичні рекомендації. Культура ярого ріпаку в Лісостепу: значення, роль, технологія вирощування / Бондаренко М.П., Собко М.Г., Полежай О.Г. та ін.. - Сад, 2009.- 16 с.

8. Thomas, P.M. 1984. Swathing - combining, storage and conditioning of canola. p. 1101-1215. In Canola Growers Manual. Canola Council of Canada, Winnipeg, Manitoba.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК: 629.114.2.004.17

© Ю.О. Цикалюк, к.т.н.,

Мирогощанський аграрний коледж

О.А. Роляк, к.т.н.,

Подільський державний аграрно-технічний університет

Л.М. Дацюк, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ РОЗПОДІЛУ ВЕДУЧИХ МОМЕНТІВ МІЖ ВЕДУЧИМИ МОСТАМИ ТРАКТОРА Т-150 К

В роботі представлені результати дослідження розподілу ведучих моментів і сил тяги між ведучими мостами трактора Т-150К в залежності від сили тяги на гаку. Обчислені також динамічні і кінематичні радіуси коліс, буксування трактора і розподіл буксування по мостах а також за складовими від радіальної і тангенціальної деформації пневматичних шин і від їх проковзування відносно опорної поверхні. Розрахунки виконані і за математичною моделлю.

ВЕДУЧІ МОМЕНТИ, ТЯГА, МОСТИ, ТРАКТОР Т-150 К.

Постановка проблеми. Оптимізація взаємодії ведучих мостів повно привідних тракторів може бути досягнута підбором радіусів пневматичних шин у веденому режимі, від значення яких залежить передавальне число міжосьового приводу і коефіцієнт кінематичної невідповідності. При неправильно підібраних параметрах

пневматичних шин ведучі мости не можуть реалізувати свою силу тяги, може навіть виникнути явище циркуляції потужності між мостами, коли один із мостів буде розвивати від'ємну силу тяги, що призводить до погіршення тягово-зчіпних показників трактора, перенавантаження вузлів трансмісії і зношення шин трактора.

Мета дослідження: В дослідженнях авторів, названих вище не висвітлена проблема оптимізації взаємодії ведучих мостів тракторів з однаковими розмірами коліс з врахуванням жорсткісних параметрів пневматичних шин і їх впливу а боксування кожного з мостів і трактора в цілому. Тому метою роботи є дослідження взаємодії ведучих мостів трактора Т-150К в залежності від сили тяги на гаку з шинами 21,3 К мод. ФД-14 при роботі на стерні і встановлення складових боксування з використанням математичної моделі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблеми оптимізації взаємодії мостів повнопривідних тракторів шляхом раціонального підбору розмірів пневматичних шин і їх жорсткісних характеристик присвятили свої публікації Бойков В.П. [1], Мельников Д.І. [3], Смірнов В.І. [4]. Зокрема, в роботах В.П. Бойкова представлені емпіричні залежності для розрахунків радіальної деформації пневматичних шин тракторів з врахуванням тиску повітря і вагового навантаження, що дозволяє обчислити радіуси коліс в наведеному режимі. Крім того, цей автор отримав характеристики радіальної, тангенціальної і бокової жорсткості тракторних шин. В працях Мельникова Д.І. представлена математична модель для розрахунків взаємодії ведучих мостів з врахуванням жорсткісних характеристик шин. Смірнов В.І. розробив теоретичні положення ефективності блокування ведучих мостів і міжосьового приводу, а також взаємодію ведучих мостів при кінематичній невідповідності. Хайлісом Г.А. була розроблена теорія по кінематиці колеса при коченні з ковзанням [5]. Ці положення дозволяють реалізувати результати тягових, експлуатаційно-технологічних і інших видів випробувань за допомогою математичної моделі і в результаті відмовитись від цих випробувань, отримуючи необхідну інформацію в процесі підконтральної експлуатації тракторів.

Результати дослідження. Дослідження проводилось з використанням математичної моделі представленої в [2]. Наша модель в порівнянні з запропонованою в [3] доповнюється формулами для розрахунків радіусів коліс у веденому режимі. Крім того визначені формули для визначення динамічних радіусів коліс і коефіцієнти радіальної і тангенціальної еластичності пневматичних шин.

Для виконання розрахунків вводились такі дані: вага трактора, розподіл ваги по ведучих мостах, коефіцієнти радіальної і тангенціальної еластичності пневматичних шин, коефіцієнти опору коченню трактора, тиск повітря в шинах передніх та задніх коліс, радіуси коліс у вільному стані, сила ваги на гаку трактора і відповідні їй коефіцієнти буксування, радіуси коліс у веденому режимі.

В нашому випадку радіуси коліс визначались експериментальним методом на тракторі, шляхом його буксування, але математична модель дає можливість розрахувати ці радіуси за емпіричними формулами для визначення радіальної деформації шин, представленими в працях В.П. Бойкова [1].

Наші дослідження проводились для трактора Т-150К, обладнаного шинами 21,3 R24 з тиском 0,12 МПа для шин переднього моста, а заднього – 0,10 МПа, що є рекомендований для польових робіт з сільськогосподарськими знаряддями.

Сила тяги на гаку задавалась в межах від 0 до 43 кН з інтервалом 5 кН. Значення заданого буксування трактора визначалось від тягової характеристики при роботі на стерні [6].

В якості результатів розрахунків отримувались такі дані (рис.1): крутні моменти на колесах переднього M_n і заднього M_k мостів, сумарний ведучий момент трактора M , сили тяги по мостах передньому P_{k1} , і задньому P_{k2} , сумарна сила тяги трактора P_k , динамічні r_{d1} , r_{d2} і кінематичні r_{k1} , r_{k2} , радіуси кола буксування переднього δ_1 і заднього δ_2 мостів, буксування трактора δ , а також розподіл буксування за складовими (від радіальної деформації шин δ_{z1} і тангенціальної деформації δ_{t1} і δ_{t2} шин і від проковзування ведучих коліс відносно опорної поверхні δ_{s1} і δ_{s2}). Індекси 1 відносяться до коліс переднього мосту, а 2 – до заднього.

Для контролю точності розрахунків обчислювалось сумарне буксування трактора δ_p , значення якого порівнювались з заданим з тягової характеристики трактора δ_3 [6].

Виконані розрахунки дозволяють зробити такі висновки:

Крутні моменти на колесах переднього мосту стабільно залишаються більшими ніж на колесах заднього мосту. Так, при силі тяги на гаку 30 кН, $M_n > M_k$ на 22,17% а при $P_{kp} = 20$ кН – на 35,93%; при $P_{kp} = 43$ кН – на 24,89%.

Таким же чином змінювалась і дотична сила тяги мостів. Це можна пояснити майже в 2 рази більшим ваговим навантаженням на передній міст, ніж на задній. По мірі збільшення сили тяги на гаку різниця в значеннях моментів і сила тяги зростає.

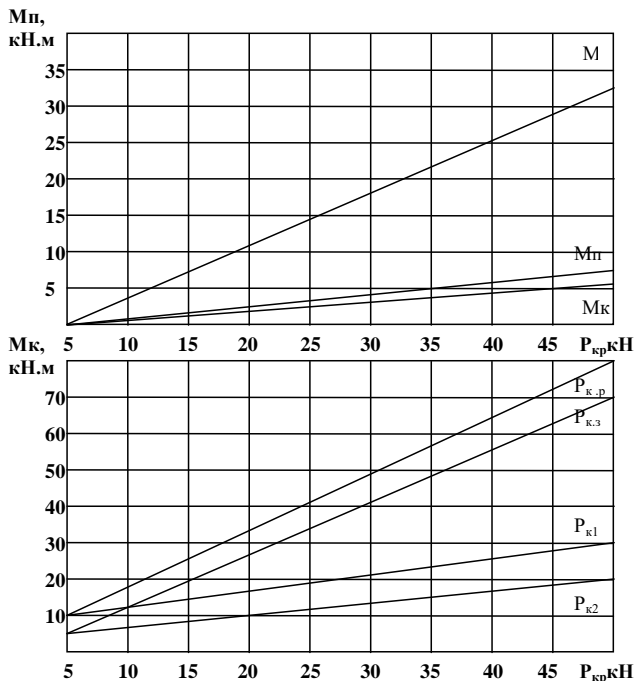


Рис. 1. Графік залежності динамічних показників трактора Т-150К від сили тяги

Розрахункова сила тяги $P_{к.р}$ більша, ніж задана $P_{к.з}$: при $P_{кр}=20$ кН – на 3,41%; $P_{кр}=30$ кН – на 4,68% і $P_{кр}=40$ кН – на 5,95%.

Аналіз змінювання радіусів коліс дозволяє зробити висновок, що динамічні радіуси коліс обох мостів при зростанні сили тяги зменшуються хоча за логікою, внаслідок перерозподілу ваги трактора ΔG від дії сили тяги з переднього мосту трактора на задній радіус коліс переднього мосту повинен зростати. Таке явище можна пояснити великою тангенціальною і меншою радіальною еластичністю шин типу 21,3R24 мод. ФД-14, тобто, внаслідок тангенціальної закрутки шин зменшуються радіуси обох коліс, але радіуси попередніх коліс зменшуються менш інтенсивно, ніж задніх. Діапазон зміни динамічних радіусів коліс переднього мосту при зміні сили тяги від 0 до 43 кН складає 28 мм, а коліс заднього мосту – 46 мм

Кінематичні радіуси кочення ведучих коліс змінюються відповідно зростанню буксування (рис. 2).

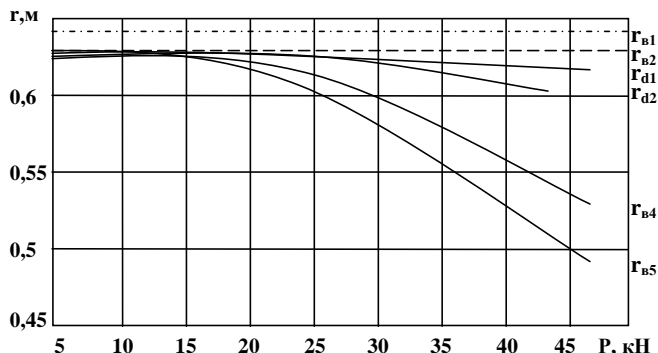


Рис. 2. Графік залежності радіусів коліс трактора Т-150К від сили тяги на гаку

Особливий інтерес представляє аналіз буксування трактора і його складових. Так, буксування переднього моста δ_1 майже у всьому діапазоні зміни сили тяги на гаку залишається більшим, ніж буксування заднього моста δ_2 . Але при значенні $P_{кр}=30$ кН $\delta_1 \approx \delta_2 = 0,105$, що свідчить про однакове відношення вагового навантаження на міст до сили тяги P_k/G . Це свідчить про раціональний розподіл ваги трактора по мостах. При $P_{кр}$ більше 30 кН буксування переднього мосту перевищує буксування заднього і ця різниця зростає із збільшенням сили тяги на 9% при $P_{кр}=25$ кН до 17,51% при $P_{кр}=43$ кН. Це пояснюється більш інтенсивним зростанням сили тяги на передньому мосту, ніж на задньому в порівнянні з перерозподілом ваги на задній міст від дії сили тяги.

З рис. 3 видно, що складова буксування переднього мосту від радіальної деформації шин δ_{z1} має від'ємні значення і не перевищує величини 0,024 (2,4%) при $P_{кр,макс}$. Від'ємне значення показника пояснюється перерозподілом ваги трактора на задній міст від дії сили тяги. Аналогічне значення, але зі знаком «+» має буксування від радіальної деформації для заднього моста.

Буксування від тангенціальної деформації шин δ_1 зростає лінійно пропорційно значенню P_k і має суттєву величину в порівнянні з буксуванням від радіальної деформації шин внаслідок великої тангенціальної еластичності шин. Ця величина змінюється від 1,2% при $P_{кр}=0$ до 7,5% $P_{кр}=43$ кН для переднього моста. Аналогічна залежність, але з меншими значеннями і для заднього моста.

До значення $P_{кр}=25$ кН основною складовою буксування є буксування від тангенціальної деформації шин (рис. 3). При більших

значеннях сили тяги буксування забезпечується, в основному, за рахунок проковзування шин відносно опорної поверхні.

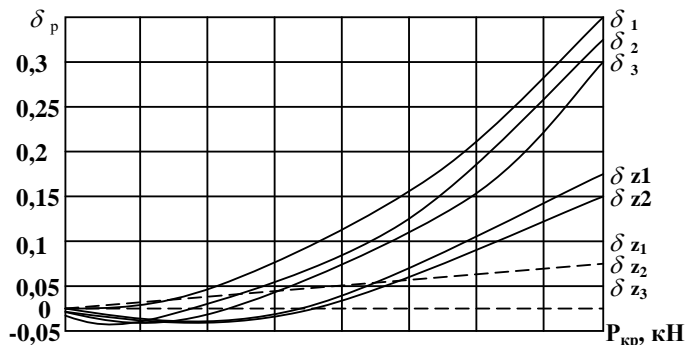


Рис. 3. Графік розподілу буксування між осями і за складовими (трактор Т-150К) на стерні

Відхилення розрахункового сумарного буксування δ_p трактора від заданого з тягової характеристики δ_3 [6] не перевищує 6%, що свідчить про достатню точність розрахунків за запропонованою математичною моделлю.

Висновки. Проведені дослідження показують, що в діапазоні експлуатаційних навантажень трактора за силою тяги на гаку від 20 до 40 кН взаємодія ведучих мостів трактора Т-150К при комплектуванні шинами типу 21,3 R24 мод. ФД-14 і тиску повітря в шинах переднього моста 0,12 МПа а заднього – 0,10 МПа є збалансованою. Найбільш оптимальні ці значення при $P_{кр}=30$ кН, тобто при номінальній для даного трактора силі тяги на гаку.

Література

1. Бойков В.П., Белковський В.Н. Шины для трактора и сельскохозяйственных машин. – М.: Агропромиздат, 1998. – 240 с.
2. Лихвенко С.П. Математична модель для розрахунків розподілу ведучих моментів і по елементного буксування повнопривідних тракторів. – В зб. Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. Вісник ХДТСГУ, вип. 8, 2001. – С.83-86.
3. Мельников Д.И. Экспериментальное и аналитическое исследование поэлементного буксования колес полноприводного трактора и по его тяговой характеристике. – В сб. Механизации и электрификации сельского хозяйства Вып. 67, К.: Урожай, 1988. – 47-50.

4. Смирнов В.И. Взаимодействие единичных двигателей и ведущих мостов.// Тракторы и сельскохозяйственные машины, № 6, 1999. – С.22-24.

5. Хайлис Г.А. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих машин: Учеб. Пособие.- К.: УМК ВО, 1980.- 83 с.

6. Тяговые характеристики сельскохозяйственных тракторов. Альбом-справочник. – М.: Россельхозиздат, 1979. – 240 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис

УДК 631.331

© М.С.Шведик, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОТКА ВИГОТОВЛЕНОГО У ВИГЛЯДІ КОНІЧНОЇ ПРУЖИНИ

У статті наведено аналітичні залежності для визначення основних конструктивних параметрів нових робочих органів для прикочування ґрунту виготовлених у вигляді конічної пружини.

ГРУНТ, УЩІЛЬНЕННЯ, КОТОК, КОНУС, ПРУЖИНА, КУТ ПІДЙОМУ, ГВИНТОВА ЛІНІЯ.

Постановка проблеми. Важливими агротехнічними прийомами, що забезпечують високу якість сівби зернових колосових культур, є проведення після оранки передпосівного обробітку ґрунту, який включає розпушення його верхнього шару до утворення дрібнорудочкуватого стану на задану глибину, вирівнювання поверхні поля та знищення сходів бур'янів. Цей комплекс робіт виконують комбінованими ґрунтообробними агрегатами.

Однак такі агрегати можна застосовувати після того, як відбулось повне самоосідання ґрунту. Цей процес, залежно від типу ґрунту і інших чинників, становить близько 5 тижнів. Проте такий період не завжди можна витримати. Особливо ця проблема загострюється тоді, коли в силу тих чи інших чинників, затягуються строки збирання врожаю з культур-попередників і після оранки до початку сівби залишається лише три, а то і два тижні. А тому висіяне насіння в такий ґрунт після проростання дає паросток, корінці якого і

волоски внаслідок осідання ґрунту поступово розтягуються і розриваються, що призводить до зниження польової схожості.

Очевидно, що з метою прискорення процесу осідання ґрунту, необхідно проводити його ущільнення [1, 2]. Для цього використовують котки, що мають різноманітне конструктивне виконання. На нашу думку найбільш ефективним буде застосування конічних котків [3, 4].

Однак варто зазначити, що і конічні котки з гладкою поверхнею не забезпечують повного знищення сходів бур'янів, не в повній мірі руйнують пересохлі брили, а на перезволожених ґрунтах після свого проходження залишають хоч і вирівняну, але сильно заглажену поверхню поля.

На нашу думку найбільш перспективним робочим органом, що за один прохід забезпечує ущільнення свіжозораного ґрунту, подрібнює брили і розпушує його верхній шар до утворення дрібногрудочкуватого стану на задану глибину, вирівнює поверхню поля та знищує сходи бур'янів, є коток виконаний у вигляді конічної пружини, рис.1.

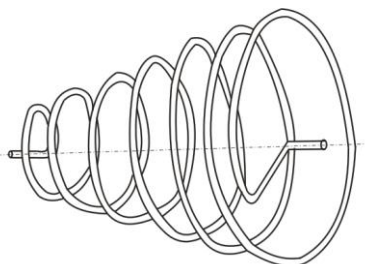


Рис.1. Загальний вигляд робочого органу виконаного у вигляді конічної пружини

Його застосування дає можливість проводити сівбу практично на наступний день після оранки, не витримуючи період тривалістю з 5...3 тижнів, необхідний для природного самоосідання ґрунту.

З урахуванням вище викладеного можна зробити висновок, що оскільки робочий орган у вигляді конічної пружини розробляється вперше, то виникає необхідність в отриманні аналітичних залежностей для визначення кута підйому і довжини гвинтової лінії, а відповідно і необхідної довжини прутка для його виготовлення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел приурочених питанням ущільнення ґрунту шляхом прикочування, показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [5, 6, 7, 8, 9, 10] розроблені і

запропоновані сільськогосподарському виробництву відповідні рекомендації, які лягли в основу розробки котків різноманітних конструкцій і технологій їх застосування.

Однак питання, що стосуються безпосередньо застосування конічних котків виконаних у вигляді конічної пружини для прискороного процесу осідання ґрунту, в літературних джерелах не висвітлювались.

Відсутність аналітичних залежностей для визначення основних конструктивних параметрів котків виконаних у вигляді конічної пружини не сприяє розробці ефективних технічних рішень для їх виготовлення і впровадження у виробництво.

Метою дослідження є отримання аналітичних залежностей для визначення основних конструктивних параметрів конічних котків виготовлених у вигляді конічної пружини.

Результати досліджень. Оскільки коток виконаний у вигляді конічної пружини, то з метою спрощень розрахунків його можна представити у вигляді зрізаного конуса, на який накручується гвинтова лінія. Розмістимо такий конус в просторовій декартовій прямокутній системі і таким чином, щоб вісь OY співпала з віссю конуса, а початок координат знаходився в центрі нижньої основи конуса, рис.2.

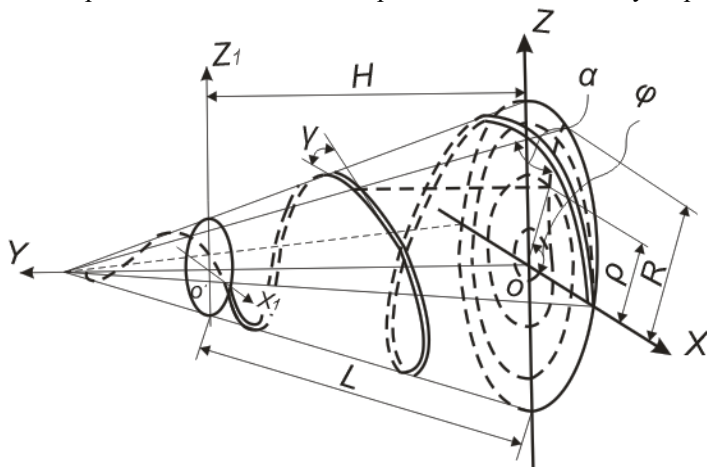


Рис.2. Схема для визначення довжини прутка, з якого виготовляється конічний валець

В цьому випадку гвинтову конічну лінію з постійним кроком можна отримати у вигляді спіралі Архімеда, яка проектується на

площину. Рівняння такої спіралі в полярній системі координат записується в такому вигляді:

$$r = R - \frac{Rj}{2p\varphi_n},$$

де r - радіус-вектор проєкції гвинтової лінії на площину OXZ ; R - радіус основи конуса; j - кут повороту радіус-вектора проєкції точки гвинтової лінії в площині OXZ ; $p = 3,14$; n - число витків гвинтової лінії на повному конусі.

Якщо спіраль накручується на зрізаний конус, то рівняння її проєкції на площині OXZ записується в такому вигляді:

$$r = R - (R - r) \frac{j}{2p\varphi_K}, \quad (1)$$

де r - радіус меншої основи зрізаного конуса; K - число витків гвинтової лінії накрученої на зрізаному конусі.

Візьмемо довільну точку $M(x, y, z)$ на гвинтовій лінії, координати якої визначаються за системою:

$$\begin{cases} x = r \varphi \cos j; \\ y = r \varphi \sin j; \\ z = (R - r) \operatorname{tg} \alpha, \end{cases} \quad (2)$$

де α - кут нахилу твірної до площин меншої основи конуса.

Підставимо значення з рівняння (1) в систему (2), яку після деяких перетворень можна записати в такому вигляді:

$$\begin{cases} x = R - (R - r) \frac{j}{2pK} \varphi \cos j; \\ y = R - (R - r) \frac{j}{2pK} \varphi \sin j; \\ z = \frac{Hj}{2pK}, \end{cases} \quad (3)$$

тут H - довжина котка (висота зрізаного конуса).

Отримана система рівняння є рівнянням гвинтової лінії на зрізаному конусі. Отже, кут підйому гвинтової лінії в довільній точці $M(x, y, z)$ в загальному вигляді можна визначити за такою формулою:

$$\sin g = \frac{\overline{r\varphi K}}{|\overline{r\varphi K}|},$$

де $\overline{r\varphi} = r(j)$ - векторне рівняння гвинтової лінії; \overline{K} - абсциса осі OY .

Останній вираз після підставки в нього значень $r\ddot{y}$ і $K\ddot{y}$ прийме такий вид:

$$\sin g = \frac{z\ddot{y}}{\sqrt{(x\ddot{y})^2 + (y\ddot{y})^2 + (z\ddot{y})^2}}. \quad (4)$$

Знайдемо похідні $x\ddot{y}$, $y\ddot{y}$ і $z\varphi'$ з рівнянь (3) і підставимо їх в рівняння (4), і після деяких перетворень отримаємо вираз для визначення

кута підйому гвинтової лінії:

$$\sin g = \frac{H}{\sqrt{H^2 + (R - r)^2 + [2pK - (R - r)^2j]^2}}. \quad (5)$$

Беручи до уваги те, що вираз

$$H^2 + (R - r)^2 = L^2 \quad (6)$$

є рівнянням для визначення твірної зрізаного конуса, вираз (5) остаточно можна записати в такому вигляді:

$$\sin g = \frac{H}{\sqrt{L^2 + [2pK - (R - r)^2j]^2}}. \quad (7)$$

Отже, тепер за формулою (6), можемо визначити довжину твірної конусного котка, прийнявши до уваги те, що коток має $R = 0,160$ м; $r = 0,092$ м і $H = 0,2$ м:

$$\begin{aligned} L &= \sqrt{0,2^2 + (0,160 - 0,092)^2} = \sqrt{0,04 + 0,004624} = \\ &= \sqrt{0,044624} = 0,211 \text{ м}. \end{aligned}$$

Після цього можемо визначити число витків за формулою:

$$K = \frac{L}{l}, \quad (8)$$

де $l = 0,02$ м – крок між витками.

$$K = \frac{0,211}{0,020} = 10,5 \text{ шт.}$$

Приймаємо, що $j = 2p = 2\pi, 14 = 6,28$ рад.

Тепер підставимо відповідні значення в формулу (7) і знайдемо:

$$\sin g = \frac{200}{\sqrt{211^2 + [2\pi, 14 \cdot 0,5 - (160 - 92)\pi, 28]^2}} = 0,4453.$$

Отже, кут підйому гвинтової лінії буде становити:

$$g = \arcsin g = \arcsin 0,4453 = 26^{\circ}44'.$$

Довжину гвинтової лінії S з постійним кроком можна визначити за формулою:

$$S = \frac{1}{2p} \frac{1}{\text{ЧК}} \int_0^{2p\text{ЧК}} \sqrt{L^2 - [2p\text{ЧК}R - (R-r)j]^2} dj .$$

Проінтегруємо цей вираз і отримаємо:

$$S = \frac{1}{2(R-r)} \int_0^{2p\text{ЧК}} \sqrt{L^2 + (2pKR)^2} - r\sqrt{L^2 + (2pRK)^2} + \frac{L}{2pK} \ln \frac{2pRK + \sqrt{L^2 + (2pKR)^2}}{2pRK + \sqrt{L^2 + (2pRK)^2}} \quad (9)$$

Введемо позначення: $C_o = 2pR$ і $C_в = 2pr$ і зробимо відповідну заміну в виразі (9) та винесемо за квадратні дужки K , врахувавши те, що

$K = \frac{L}{l}$. Тоді вираз (8) остаточно прийме такий вигляд:

$$S = \frac{K}{2(C_o - C_в)} \int_0^{2p\text{ЧК}} \sqrt{l^2 + C_o^2} - C_в \sqrt{l^2 + C_в^2} + l^2 \ln \frac{C_o + \sqrt{l^2 + C_o^2}}{C_в + \sqrt{l^2 + C_в^2}} \quad (10)$$

Підставимо відповідні значення в вираз (10) взявши до уваги, що

$$C_o = 2pR = 2 \cdot 25,14 \cdot 10 = 502,4 \text{ мм},$$

$$C_в = 2pr = 2 \cdot 25,14 \cdot 6 = 288,9 \text{ мм}$$

і отримаємо довжину прутка, який необхідний для виготовлення одного котка:

$$S = \frac{10,5}{2(502,4 - 288,9)} \int_0^{502,4} \sqrt{20^2 + 502,4^2} - 288,9 \sqrt{20^2 + 288,9^2} + 20^2 \ln \frac{502,4 + \sqrt{20^2 + 502,4^2}}{288,9 + \sqrt{20^2 + 288,9^2}} = 4159 \text{ і} .$$

Отже, на виготовлення одного конічного котка необхідний пруток довжиною 4,16 м.

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити **висновок**, що для виготовлення нових робочих органів – конічних котків виконаних у вигляді спіральної пружини, основними параметрами є кут γ підйому гвинтової лінії і її довжина S , значення яких з достатньою точністю можна визначати за аналітичними залежностями (7) і (10).

Література

1. А.с. №1671186 (СССР). Пневмосошник для посева зерновых культур. Шведик Н.С., Кравец И.А., Устименко А.С. – Б.И., 1991 – №31.
2. Шведик М.С. Агротехнічні передумови до стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі ґрунту. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.18.-Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2009.- С.520-525.
3. Шведик М.С. Аналіз робочого процесу загортання посівних борозенок конічним котком. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.20.-Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С.372-377.
4. Шведик М.С. Аналіз робочого процесу зсування ґрунту котком. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.21, том 2.-Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011. – С.209-217.
5. Хайлис Г.А., Гелич Л.А. Анализ процесса качения колеса с образованием колеи. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.10.-Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002. –С.225-236.
6. Хайлис Г.А., Нагорняк Г.С., Мартынюк В.Л. Анализ взаимодействия гладкого катка с почвой. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.16.-Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 208-214.
7. Сабликов М.В. Сельскохозяйственные машины. Ч.2. Основы теории и технологического расчета. – М., «Колос», 1968-296 с.
8. Полетаев А.Ф. Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию. – М: Машиностроение, 1971-68 с.
9. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1 (ч.1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: Око, 2001. -444с.
10. Ковбаса В.П., Почка К.І. Кінематика взаємодії ущільнюючого котка з шаром середовища обмеженої глибини. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.15.-Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С.139-147.

Рецензент д.т.н., проф. О.О.Налобіна

УДК 631.331

© М.С.Шведик, к.т.н., О.Л. Галапац
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ПЛАНКИ МОТОВИЛА З КОЛОСОНОСНИМ ШАРОМ

У статті наведено результати аналізу процесу взаємодії планки мотовила з колосоносним шаром та аналітичні залежності для визначення швидкості висхідного потоку повітря, який забезпечує процес пневмовловлювання зерна вибитого планками мотовила в прямолінійній і нахиленій ділянках пневмопроводу.

МОТОВИЛО, ПЛАНКА, КОЛОС, ЗЕРНИНА, УДАР, СИЛА, ПОВІТРЯНИЙ ПОТІК, ШВИДКІСТЬ, ПНЕВМОПРОВІД

Постановка проблеми. Основою продовольчого та кормового балансу України є зерно злакових культур. Однак з вирощуваних 40 сортів пшениці та з 18 сортів озимого жита, майже їх дві третини схильні до вилягання [1]. Це різко ускладнює процес роботи машин, збільшує звичайні терміни збирання, і що саме головне, призводить до втрат зерна, які сягають 10...30%, а інколи і більше, оскільки полеглий хлібостій залишається нижче рівня зрізу жнивarki [2]. Найбільш простим способом боротьби з виляганням стеблостою в даний час є застосування спеціальних хімічних препаратів, зокрема таких як «тур» і ін., які при мінімальній дозі 1...4 кг/га стримують ріст рослин і сприяють потовщенню стебла, розвитку кореневої системи та роблять його стійким до вилягання [1,2].

Проте цей спосіб не завжди є ефективним. Очевидно, що для розв'язання цієї проблеми більш перспективним є широке застосування короткостеблових, карликових сортів, які відзначаються значною стійкістю до вилягання та високою врожайністю. Однак такі сорти вимагають невеликої глибини заробки – не більше 2 см [3,4], через що їх не у всіх зонах можна вирощувати. Тому виникає потреба у розробці нових робочих органів, які б могли в повній мірі забезпечити ефективне збирання як прямостоячого, так і полеглої стеблостою.

Оскільки традиційний спосіб збирання зернових колосових культур передбачає прямий зріз хлібної маси з наступним її обмолотом в одній машині, то з метою збільшення продуктивності зернозбирального комбайна доцільно застосувати двоярусний зріз, тобто окремо зрізати колосоносну частину стеблостою, в 30-ти сантиметровому шарі якого міститься більше 70% повноцінного зерна і

окремо так званого підгону, в якому міститься 30% решти зерна, яке за своїми властивостями є дрібним, щуплим і придатним лише для фуражу [5].

Однак, аналіз робочого процесу жнивarki показує, що внаслідок ударів планок мотовила по стеблах значна частина зерна вибивається з колосків. Враховуючи те, що на момент збирання на 1 м² поля в середньому знаходиться 500...600 стебел [1], а з кожного колоска вибивається по 2 зернини, які є найбільш крупними і найціннішим за всіма параметрами (натура 1000 шт. такого зерна становить 55...65г), то прості розрахунки показують, що на кожному гектарі вибивається по 5...6 ц зерна. Практично ці втрати є незворотними, оскільки сучасний технічний стан зернозбиральних комбайнів не дозволяє їх усунути.

На нашу думку найбільш ефективним способом усунення цих недоліків є застосування пневмопідйому полеглого стеблостою і пневмо-вловлювання зерна вибитого планками мотовила, який ґрунтується на створенні розрідження в зоні мотовила. А тому виникає потреба провести аналіз процесу взаємодії планки мотовила з колосоносним шаром.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел, приурочених питанням пневмотранспортуванню зерна і вороху та його сепарації, показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [3,4,6,7,8] розроблені і запропоновані сільсько-господарському виробництву відповідні рекомендації, які лягли в основу розробки сучасних зернозбиральних комбайнів і зерноочисних машин.

Однак питання, що стосуються безпосередньо застосування пневмопідйому полеглого стеблостою і пневмовловлювання зерна вибитого планками мотовила, в літературних джерелах не висвітлювались. А тому відсутність теоретичного обґрунтування процесу пневмовловлювання зерна не сприяє і розробці ефективних технічних рішень для його реалізації.

Метою дослідження є аналіз процесу взаємодії планки мотовила з колосоносним шаром і отримання аналітичних залежностей для визначення швидкості висхідного потоку повітря, що забезпечує пневмовловлювання зерна вибитого планками мотовила.

Результати досліджень. Для визначення умови, при якій буде вловлюватись зерно вибите планками мотовила з колосків розглянемо схему їх взаємодії в момент удару, рис.1, а. При цьому в колоску виділимо одну зернину, яка знаходиться з його протилежної сторони, що контактує з планкою мотовила в момент удару і робимо

припущення, що вона втратила будь-які в'язі з колоском, але ще знаходиться в ньому. Проведемо через центр O зернини координатну систему, яку позначимо ZOX і покажемо, що на цю зернину в момент удару зверху вниз діє сила ваги

$$G = m \cdot g = \rho_H \cdot g \cdot V_H, \quad (1)$$

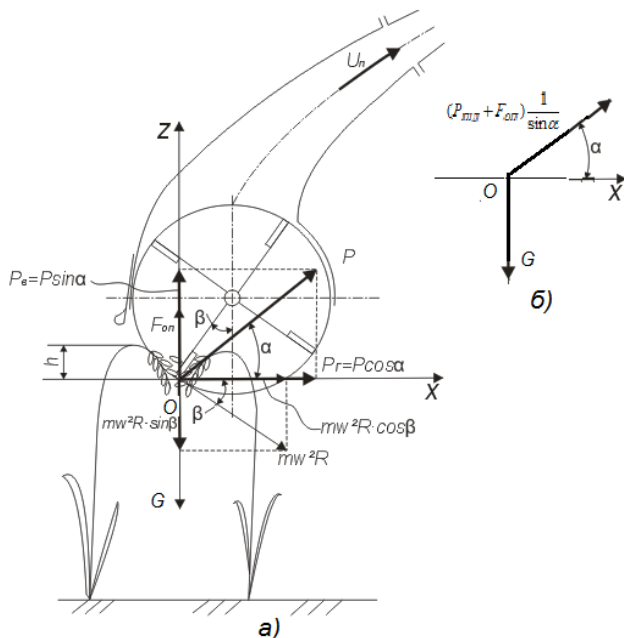


Рис.1. Схема сил, що діють на зернину: а - в момент удару планки мотовила по колоску; б - в нахиленій ділянці пневмопроводу

та відцентрова сила, яка направлена під кутом β до горизонтальної осі OX рівному куту входження лопаті в хлібостій (початок взаємодії з колоском)

$$J = m \cdot \omega^2 \cdot R, \quad (2)$$

де ρ_H - щільність зернини, кг/м^3 ; g - прискорення вільного падіння, м/с^2 ; V_H - об'єм зернини, м^3 ; m - маса насінини, кг ; ω - кутова швидкість обертання мотовила, рад/с ; R - радіус мотовила, м .

Розкладемо відцентрову силу J на горизонтальну складову

$$J_B = m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \beta \quad (3)$$

і вертикальну

$$J_r = m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \cos \beta. \quad (4)$$

З наведеної схеми видно, що вертикальна складова сили інерції чинить вплив на переміщення зернини до низу. Очевидно, що переміщення зернини вгору буде здійснюватись під дією підйомної сили (Архімедова сила) [9,10]

$$P_{\text{під}} = \rho_{\text{п}} \cdot g \cdot V_H, \quad (5)$$

де $\rho_{\text{п}}$ - густина повітря, кг/м³.

Оскільки зернина має певні розміри, тобто характеризується парусністю, то при падінні вона буде чинити відповідний опір. Таким чином на зернину знизу вгору буде діяти ще і сила опору повітря, яка визначається за загальною формулою опору під час обтікання тіла [9,10]

$$F_{\text{оп}} = C_T \cdot S \cdot \rho_{\text{п}} \cdot U^2 / 2, \quad (6)$$

де C_T - коефіцієнт опору тиску; S - площа миделевого перерізу зернини, м²; U - швидкість висхідного потоку повітря, яка утримує зернину в завислому стані, м/с.

Отже, зернина буде знаходитись в повітряному потоці в рівновазі за умови:

$$G + J_B - P_{\text{під}} - F_{\text{оп}} = 0.$$

Беручи до уваги те, що $m = \rho_H \cdot V_H$, то умова рівноваги після врахування виразів (1), (3), (5) і (6) набуде вигляду:

$$\rho_H \cdot g \cdot V_H + \rho_H \cdot V_H \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \beta - \rho_{\text{п}} \cdot g \cdot V_H - C_T \cdot S \cdot \rho_{\text{п}} \cdot U^2 / 2 = 0.$$

Останній вираз після групування членів можна записати так:

$$V_H [g(\rho_H - \rho_{\text{п}}) + \rho_H \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \beta] - C_T \cdot S \cdot \rho_{\text{п}} \cdot U^2 / 2 = 0.$$

Звідси знаходимо швидкість висхідного потоку повітря, при якій вибите зерно залишатиметься в завислому стані, тобто не підніматиметься вгору і не падатиме вниз

$$U = \sqrt{2V_H \frac{g(\rho_H - \rho_{\text{п}}) + \rho_H \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \beta}{C_T \cdot S \cdot \rho_{\text{п}}}}. \quad (7)$$

Однак цей вираз адекватно описує швидкість витання зернини після її відриву від колоска, тобто у вертикальній ділянці пневмопроводу, а в іншій частині – нахилений під кутом α до горизонту, швидкість буде іншою. Для її визначення будемо вважати, що всі прийняті припущення для прямолінійної ділянки пневмопроводу будуть справедливими і для нахиленої його частини. При цьому вважаємо, що напрямок рівнодійної P підйомної сили $P_{\text{під}}$ і

сили $F_{Оп}$ опору повітря (рис.1а) співпадає з напрямом повітряного потоку, тобто вона направлена під кутом α до горизонту.

Отже, зернина в такому випадку буде знаходитись в повітряному потоці в рівновазі за умови:

$$G + J_B - (P_{плд} + F_{Оп}) \cdot l / \sin \alpha = 0 .$$

Дана умова рівноваги після врахування виразів (1), (3), (5) і (6) набуде вигляду:

$$\rho_H \cdot g \cdot V_H + \rho_H \cdot V_H \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \beta - (\rho_{п} \cdot g \cdot V_H + C_T \cdot S \cdot \rho_{п} \frac{U^2}{2}) \frac{1}{\sin \alpha} = 0 .$$

Після групування членів цю умову можна записати так:

$$\rho_H \cdot V_H \cdot \sin \alpha (g + \omega^2 \cdot R \cdot \sin \beta) - \rho_{п} \cdot g \cdot V_H - C_T \cdot S \cdot \rho_{п} \cdot U^2 / 2 = 0 ,$$

або в такому вигляді:

$$2V_H [\rho_H \cdot \sin \alpha (g + \omega^2 \cdot R \cdot \sin \beta) - \rho_{п} \cdot g] = C_T \cdot S \cdot \rho_{п} U^2 ,$$

з якого знаходимо швидкість висхідного потоку повітря в нахиленій частині, при якій вибите зерно залишатиметься в завислому стані

$$U = \sqrt{2V_H \frac{\rho_H \cdot \sin \alpha (g + \omega^2 \cdot R \cdot \sin \beta) - \rho_{п} \cdot g}{C_T \cdot S \cdot \rho_{п}}} . \quad (8)$$

У випадку ж, коли зернина знаходиться в нахиленій частині пневмопроводу і по за зоною дії планок мотовила, рис.1, б, то умова її рівноваги в повітряному потоці матиме вид:

$$G - (P_{плд} + F_{Оп}) \cdot l / \sin \alpha = 0 ,$$

яка після врахування виразів (1), (5) і (6) набуде вигляду:

$$\rho_H \cdot g \cdot V_H \sin \alpha - \rho_{п} \cdot g \cdot V_H - C_T \cdot S \cdot \rho_{п} \cdot U^2 / 2 = 0 .$$

Запишемо останній вираз так:

$$2g \cdot V_H (\rho_H \cdot \sin \alpha - \rho_{п}) = C_T \cdot S \cdot \rho_{п} \cdot U^2 ,$$

з якого знаходимо швидкість висхідного потоку повітря в нахиленій частині, при якій вибите зерно залишатиметься в завислому стані

$$U = \sqrt{2g \cdot V_H \frac{\rho_H \cdot \sin \alpha - \rho_{п}}{C_T \cdot S \cdot \rho_{п}}} . \quad (9)$$

Отже, можна вважати, що проведений аналіз є теоретичними передумовами для розробки нових робочих органів зернозбирального комбайна, призначених для пневмовловлювання зерна вибитого планками мотовила та під час підйому полеглої стеблостою.

Аналіз отриманих виразів (7), (8) і (9) показує, що найбільше значення швидкості повітряного потоку дає вираз (7). Це пояснюється тим, що зернина після удару планки мотовила по колоску вилітає з

нього і далі під дією відцентрової сили переміщується в пневмопроводі на зустріч повітряному потоку. При цьому вертикальна складова швидкості переміщення зернини залежить від кута входження планки мотовила (кут удару), значення якого знаходиться в діапазоні від 90^0 до 0^0 . Очевидно, що максимальне значення цього кута може бути не більше 45^0 .

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити **висновок**, що для надійного пневмовловлювання зерна вибитого планками мотовила необхідно створювати такий повітряний потік, швидкість якого повинна бути більшою за її критичне значення, що визначається за формулою (7).

Література

1. Комплексна механізація виробництва зерна /В.Д.Гречкосій, Д.М.Алімов, В.І.Кифоренко, П.М.Чайка; За ред. В.Д.Гречкосія. – К.: Урожай, 1991. – 216с.
2. Алферов С.А., Калошин А.И., Угаров А.Д. Как работает зерноу-борочный комбайн.- М.: Машиностроение, 1981.- 190с.
3. Шмат І.К., Сисолін П.В., Самарін О.Є., Бондарев Є.І. Методи і принципи проектування сільськогосподарських машин і агрегатів. Навчальний посібник. – Херсон: «Олді-плюс»; 2009.- 132с.
4. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1. Машини для рільництва/ П.В.Сисолін, В.М.Сало, В.М. Кропівний; За ред.. М.І.Черновола –К.: Урожай, 2001.- 384 с.
5. А.с. №1181590 (СССР). Способ уборки зерновых культур и зерноуборочный комбайн. Шведик Н.С. – Заявл. 14.02.83., №3552957. Опубл. в Б.И., №36. – 1985.
6. Босой Е.С., Вернеев О.В. и др.. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин. – М.: Машиностроение, 1978. – 568с.
7. Теорія і розрахунок зернозбиральних комбайнів./К.І.Шмат, О.Є.Самарін, Є.І.Бондарев, О.В.Мигальов. – Херсон: ОЛДІ-плюс; 2009. – 256с.
8. Машини для збирання зернових та технічних культур/ За ред.. В.І.Кравчука, Ю.Ф.Мельника, - Дослідницьке: УкрНДПВТ ім.Л.Погорі-лого. – 2009. – 296с.
9. В.В.Смыслов. Гидравлика и аэродинамика: Учебник для вузов.-Киев: Вища школа. Головное узд-во, 1979. - 336с.
10. Калисун В.И., Дроздов Е.В. Основы гидравлики и аэродинамики. – М.: Стройиздат, 1980. – 247с.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

ANNOTATIONS

Bondar O., Perepich N. Analysis of transient processes when finding conductivity of fluids by contact method. *There is shown that currents jumps in current conductors input signal takes its surface. Surface current theoretically go to infinity on infinitesimal interval and practically to finite means on finite interval, which are conditioned by finite means of steps of space-time discretization.*

Bondarenko O. Complex estimation the use passive reserving in researches reliability technique for cleaning up of corn. *The results of theoretical researches are resulted for the complex estimation of the common state and tendencies of changes of reliable work of machines for collection of corn. The stochastic model of the states and transitions of subsystems is built at the passive reserving.*

Borys M., Gromyak Yu., Herys M. State of timber cutting and prospect of creation national multieperational forest machines. *It is given hunt down the analysis of the technical providing of the timber cutting in Ukraine and technical kharvesters descriptions. Intercommunication of their parameters is setting and outlined prospect of creation of domestic analogues.*

Vrzheshch N., Tolstushko N., Tolstushko N. Research of heat exchange is in a diaphragm press with the improved chamber of pressing. *In the article the results of research of processes of heat exchange are resulted in a diaphragm*

АННОТАЦИИ

Бондар О.Н., Перепич Н.О. Анализ переходных процессов при определении электропроводности жидкостей контактным способом. *Показано, что при прыжках токов у токопроводах возмущающий сигнал принимает ихняя поверхность. Поверхностный ток при этом стремится к бесконечности на бесконечно малом интервале, а практически к конечному значению на конечном интервале, обусловленных конечным значением шагов пространство-временной дискретизации.*

Бондаренко А.В. Комплексная оценка использования пассивного резервирования в исследованиях надежности кукурузоуборочной техники. *Приведены результаты теоретических исследований для комплексной оценки общего состояния и тенденций изменений надежной работы кукурузоуборочных машин. Построена стохастическая модель состояний и переходов подсистем при пассивном резервировании.*

Борис Н.М., Громяк Ю.О., Герис Н.И. Состояние лесозаготовок и перспективы создания отечественных многопера-ционных лесных машин. *Представлены выводы анализа технического обеспечения лесозаготовок в Украине и технических характеристик харвестеров. Встановлена взаємосвязь их параметрів и начертаны перспективи создания отечественных аналогов.*

Вржещ Н.В., Толстущко Н.А., Толстущко Н.Н. Исследование теплообмена в мембранном прессе с усовершенствованной камерой прессования. *В статье приведены результаты исследования процессов теплообмена в мембранном прессе с*



press with the improved chamber of pressing. It is set that the previous heating of membrane is improved by quality of implementation of technological process of pressing due to that facings tapes from a membrane get more thermal energy and are the best characteristics.

Gevko R., Tokarchuk A. Parameters justification of axial hardness of elements of construction of the scraper conveyor mixer. *The paper presents an improved construction of the scraper conveyor-mixer with washers and also provides a theoretical justification of the parameters of axial stiffness elements of its construction.*

Goshko Z., Semen Ya., Goshko O. Ways of perfection of crush machines are for corn materials. *The analysis of existent construction of crushers is resulted in the article. The on principle new drive of a crush machine is offered on the basis of vibromagnet, technological parameters are grounded and its advantages are indicated.*

Gruban V. Ground parameters and modes operations cleansing vehicle ears combine for cleaning corn ККП-3. *Dependences are got and the basic structural and kinematics parameters of device for cleaning of ears are certain.*

Didukh V., Polischuk M., Babarika S. Dynamic model of moving of fertilizers is in basket of throwing about. *The dynamic model of technological process of moving of fertilizers is developed in the basket of throwing about. Shown out analytical*

усовершенствованной камерой прессования. Установлено, что предыдущее нагревание мембраны улучшает качество выполнения технологического процесса прессования за счет того, что облицовочные пленки от мембраны получают больше тепловой энергии и имеют лучшие термопластические свойства.

Гевко Р.Б., Токарчук А.А. Обоснование параметров осевой жесткости элементов конструкции рабочего органа скребкового транспортера-смесителя. *В статье представлено усовершенствованную конструкцию рабочего органа скребкового шайбового транспортера-смесителя, а также приведено теоретическое обоснование параметров осевой жесткости элементов его конструкции.*

Гошко З.О., Семен Я.В., Гошко О.В. Обоснование технологических параметров вибрационной дробилки. *В статье приведен анализ существующей конструкции дробилок. Предложен принципиально новый привод дробильной машины на основе вибромагнита, обоснованы технологические параметры и указаны преимущества.*

Грубань В.А. Обоснование параметров и режимов работы аппарата початкоочистительного аппарата кукурузоуборочного комбайну ККП-3. *Получены зависимости и определены основные конструктивные и кинематические параметры початкоочистительного устройства.*

Дидух В.Ф., Полищук М.М., Бабарика С. Ф. Динамическая модель перемещения удобрений в кузове разбрасывателя. *Разработанная динамическая модель технологического процесса перемещения удобрений в кузове разбрасывателя. Выведена*

dependences for determination of influence of change of mass of fertilizers at their moving to loading of drive drum recognition pulsating serves and forces of friction in the bottom of basket.

Dzyuba L., Olkhovy I., Rebeznyuk I. **The theoretical investigations of contact stresses in the region of contact of saw band with directing roll.** *The contact stresses in the region of contact of saw band with directing roll, without taking into account the frictional force on contact plane, were determined. The distribution of above stresses in dependences on contact depth of band-saw with directed roll, was analyzed. The dependences of contact stresses on the place of directing rolls, their diameters as well as on stresses of initial tension of saw-band, were established.*

Dumenko K. **Canonical distribution age combine harvesters of their developments.** *This paper provides basic failure in the harvesting technique and sample data on the work of harvesting on years of research. Also, given the analysis of seasonal distribution of operating time for harvesting the total period of operation.*

Dumenko K., Shevchenko K., Bezugly E. **Features construction line for lighting seeds of tomatoes and eggplant in southern Ukraine.** *On the basis of the developed technological complex of machines brought new universal, energy-efficient production line for fruit and vegetable seed crops, which is characterized in that the purpose of selection of quality seeds of tomatoes*

аналитические зависимости для определения влияния изменения массы удобрений при их перемещении на нагрузку приводного барабана с учетом пульсирующей подачи и силы трения в днище кузова.

Дзюба Л.Ф., Ольховый И.М., Ребезнюк И.Т. **Теоретическое исследование контактных напряжений в зоне контакта полотна ленточной пилы с направляющим роликом.** *Определены контактные напряжения в зонах касания полотна ленточной пилы к направляющим роликам без учета силы трения на площадке контакта. Проанализировано распределение этих напряжений по глубине контакта ленточной пилы с направляющим роликом. Определены зависимости значений контактных напряжений от места размещения направляющих роликов, их диаметров и напряжения предварительного натяжения полотна пилы.*

Думенко К.Н. **Каноническое распределение возрастных групп зерноуборочных комбайнов от их наработок.** *В работе приведены основные отказы в работе зерноуборочной техники и выборка данных о работе комбайнов за годами исследований. Также приведен анализ распределения сезонного наработки комбайнов по общим срокам их эксплуатации.*

Думенко К.Н., Шевченко К.С., Безуглий Е.Ю. **Особенности конструирования линии для выделения семян томатов и баклажан в условиях юга Украины.** *В статье на основе разработанного технологического комплекса машин приведена новая универсальная, энергоэффективная технологическая линия для получения семян плодовоовощных культур, которая*



and eggplants, established chopper-highlighter seed planetary type, which allows intensive abrasion wash fruits and water crushed mass.

Zaviryuha M. Experimental research for the explanation of dimensions integrated cutting apparatus. The article proved experimentally structural and geometrical characteristics of the knife blades of the new integrated cutting-shredding device maize.

Zakharchuk V., Tkachuk V., Stahov N. Development of new biofuels research and its properties. A technique of a new biofuel research and its methodology are indicators of performance properties.

Kirchuk R., Zabrodotska L., Yaschuk A. Modeling of the process of drying of bulk agricultural materials in moving layer. The model describing steady process of drying of moving layer of agricultural material is submitted in the article. The results of calculation on the basis of obtained model are achieved.

Karpyuk V. Description of products of processing breast sirovatki. The article deals with methods for isolating proteins from breast sirovatki and their use.

Klendiy O., Vitroviy A. Improvements of the working state of screw conveyors. The article provides an overview of slipping devices construction, that ensures recovery of screw conveyors working

отличается тем, что с целью качественного выделения семян томатов и баклажанов, установлен измельчитель-выделитель семян планетарного типа, что позволяет интенсивно перетирать плоды и промывать водой измельченную массу.

Завирюха Н.В. Экспериментальные исследования по обоснованию геометрических параметров интегрированного режущего аппарата. Обосновано экспериментальным путем конструктивно-геометрические характеристики лезвия ножей нового интегрированного резально-измельчительного устройства кукурузо-уборочных машин

Захарчук В.И., Ткачук В.В., Стахов М.Б. Разработка нового биотоплива и исследование его свойств. Описана технология получения нового биотоплива, методика его исследования и приведены показатели эксплуатационных свойств.

Кичук Р.В., Забродоцкая Л.Ю., Ящук А.А. Моделирование процесса сушки сыпучих сельскохозяйственных материалов в подвижном слое. В статье представлено модель, описывающую установившийся процесс сушки подвижного слоя сельскохозяйственного материала. Получены результаты расчета на основании предложенной модели.

Карпюк В.Н. Характеристика продуктов переработки молочной сыворотки. В статье рассматриваются способы выделения белков из молочной сыворотки и их использование.

Клендий А.М., Ветровой А.А. Усовершенствования рабочего состояния винтовых конвейеров. В статье приведен обзор конструкций предохранительных устройств, которые обеспечивают восстановление

condition after the occurrence of an overload, and also presents the scheme of the experimental stand for study of options and working modes with overloaded broadband screw conveyor.

Limont A. Heap transportation during long stalked flax combine harvesting. *The loading of heap to the trailer of the flax harvesting combine unit was considered. The change in the specific duration of loading as to the weight of the heap in the trailer was investigated. The components of the tractor-vehicle haul time providing the fliv of long stalked flax combine harvesting were showed. These components were used to determine the need in trailers.*

Lukyanenko P.V. Features of quality evaluation of hemp straw, received after seeds harvesting by combine. *Physically-mechanical structure of fiber flax straw, received after seeds harvesting by combine is investigated. Evaluation methods are grounded. Qualitative indexes are given.*

Moskalenko B. ways increase of economic efficiency of primary processing of dew-retted flax straw. *The principles determination of economic effect are analyzed at the increase of output long fibre flax on a processing equipment are presented in the article.*

Nalobina O., Tkachuk O., Herasymchuk A. Determination of force of start tension of pulling belt of flax puller spring. *In the article the grounding of practical recommendations to establishment of force of start tension of pulling belt of*

их рабочего состояния после возникновения перегрузки, а также представлено схему экспериментального стенда для исследования параметров и режимов работы при перегруженном рабочем органе широкополосового шнекового транспортера.

Лимонт А.С. Транспортирование вороха при комбайновой уборке льна-долгунца. *Рассмотрена погрузка вороха в прицеп льноуборочного комбайнового агрегата. Исследовано изменение удельной продолжительности погрузки в зависимости от массы вороха в прицепе. Приведены составляющие времени рейса тракторно-транспортного средства, которые использованы для определения потребности в прицепах, обеспечивающая поточность комбайновой уборки льна-долгунца.*

Лукьяненко П.В. Особенности оценивания качества тресты конопля, полученной после уборки семян зерноуборочным комбайном. *Изучен физико-механический состав тресты конопля, полученной после уборки семян зерноуборочным комбайном, проведено обоснование методов оценки, поданы качественные показатели полученного в результате переработки тресты волокна.*

Москаленко Б.И. Пути повышения экономической эффективности первичной переработки тресты льна-долгунца. *В статье проанализированы основные принципы определения экономического эффекта от повышения выхода длинного волокна на перерабатывающем оборудовании.*

Налобина Е.А., Ткачук О.Л., Герасимчук А.П. Определение силы начального натяжения брального ремня льнотеребилки. *В статье приведено обоснование практических рекомендаций относительно установления силы начального*



onebelt of flax puller spring and of TLN-1,5 flax puller spring is given.

Pylyp V. Analysis of biological that the physical and mechanical characteristics of corn as an object of harvesting and post harvest. *The paper analyzes the suitability of plants to mechanical harvesting. Established the most significant biological, physical and mechanical properties of maize plants for mechanical harvesting and postharvest handling.*

Prymak T. Research of influence of aging terms flax trusts on the high-quality indexes of fiber. *In the article research of influence of aging terms is given by flax trusts on the high-quality indexes of fiber by means of development of mathematical model of process on the basis of complete factor experiment.*

Rakul O. Research conformities to the law separation corn-cobs or stems at stretch peduncle. *Experimental researches are conducted on determination resistance peduncle corn-cobs. The mathematical models dependences effort separation ears are collected from the diameter peduncle, and also from the corner his appendix.*

Rogatynski R., Gevko M. The results of experimental study of the energy parameters of the hinge-sectional working body screw conveyor. *In the paper the design of the stand, designed for experimental studies of the working body of the screw conveyor, made in the form of hinged sections is presented. The method and results of the experimental studies to determine the*

натяжения брального ремня одноремной льнотеребилки и льнотеребилки ТЛН-1,5.

Пилип В.Е. Анализ биологических та физико-механических особенностей кукурузы, как объекта уборки и послеуборочной обработки. *В работе проведен анализ пригодности растений к механизированной уборке. Установлено наиболее весомые биологические и физико-механические свойства растения кукурузы для механизированной уборки и послеуборочной обработки.*

Приймак Т.Н. Исследование влияния условий вылеживания льняной тресты на качественные показатели волокна. *В статье подано исследование влияния условий вылеживания льняной тресты на качественные показатели волокна с помощью разработки математической модели процесса на основе полного факторного эксперимента.*

Ракул А.И. Исследование закономерностей отделения початков кукурузы от стеблей при растягивании плодоножки. *Проведены экспериментальные исследования по определению сопротивления плодоножки початков кукурузы. Получены математические модели зависимостей усилия отделения початков от диаметра плодоножки, а также от угла его приложения.*

Рогатинский Р.М., Гевко М.Р. Результаты экспериментальных исследований энергетических параметров шарнирно-секционного рабочего органа винтового конвейера. *В статье показано конструкцию разработанного стенда для проведения экспериментальных исследований рабочего органа винтового конвейера, выполненного в виде шарнирно соединенных секций. Приведена*

influence of the distance between the ends of the section edges on the energy parameters of the process of transporting the grain material is shown.

Satsyuk V., Hvesyk V. Study of convert sunlight into collector inside. *The results of theoretical and experimental research process, making the drying agent in the solar thermal collector. The mathematical model of heating the air in the manifold in a regression equation.*

Semen Ya., Goshko Z., Ripka I., Semen O. Investigation of frictional properties loop capture rope of machine for taking off the fruits. *A review and analyze the work of famous conquests ploduborochnyh machines. The design and justify properties of friction-material filler and shell adaptive loop capture.*

Sychuk L. The influence of mechanical tillage on sugar beet productivity. *The results of researches a influence of the mechanized till of soil, sowing and care, are resulted after sowing on the productivity of sugar beets.*

Streltsov V. Analysis features technological lines of oilseed processing. *The analysis of existing domestic and foreign technologies and equipment for the extraction of oil by mechanical means used in agricultural churn.*

методика и результаты выполненных экспериментальных исследований по определению влияния расстояния между торцами ребер соседних секций на энергетические параметры процесса транспортировки зернового материала.

Сацюк В.В., Хвэсык В.А. Исследование процесса преобразования солнечного излучения в середине коллектор. *В статье приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса приготовления сушильного агента в солнечном тепловом коллекторе. Приведена математическая модель процесса нагрева воздуха в коллекторе в виде уравнения регрессии.*

Семен Я.В., Гошко З.О., Рипка И.И., Семен О.Я. Исследование фрикционных свойств петли захвата тросовой плодоснимальной машины. *Проведен обзор и проанализировано работу известных захватов плодуборочных машин. Предложена конструкция и обосновано фрикционные свойства материалов наполнителя и оболочки адаптивной петли-захвата.*

Сычук Л.В. Влияние механизированной обработки почвы на продуктивность сахарной свеклы. *Приведены результаты исследований влияния механизированной обработки почвы, посева и ухода, за посевами на продуктивность сахарной свеклы.*

Стрельцов В.В. Анализ функциональных особенностей технологических линий переработки масличных культур. *Проведен анализ существующих отечественных и зарубежных технологий и оборудования для извлечения масла механическим способом, используемых в сельскохозяйственных маслобойках.*



Tarajmovich Irina. The efficiency of the production of flax fibre and analysis of the factors which determine it. The article analyses the factors affecting the quality of flax fibre, namely, the output of long fibre. Recommendations are given as to increase the output of long fibre in flax-growing farms of Ukraine, thus ensuring the efficiency of flax raw materials production.

Taraymovych O., Taraymovych I. Improving the management of land resources of Ukraine in modern conditions. The article describes the current state of land use, the analysis of the draft law of Ukraine "On soils and their fertility" is held.

Tarasuk V., Didukh V., Tarajmovich I. The establishment of the rational regime of drying time and dehydration granules of organo-mineral fertilizers on the basis of the lake sapropel. The article presents the results of experimental investigations of drying of lake sapropel granules and pellets of organo-mineral fertilizers on the basis of it. The determining factors of the dehydration process of such material are set and the technology of its drying are suggested.

Tolstushko N. Determination of forces of pull of endless straps of roll is a press. In the article the results of determination of forces of pull of branches of endless straps are resulted roll press with the improved chamber of pressing of variable volume for forming of rolls from the ribbon of stems of flax. Dependences are given for the ground of parameters of workings organs of pressing chamber.

Тараймович И.В. Эффективность производства волокна льна-долгунца и анализ определяющих ее факторов. В статье проанализированы факторы, определяющие качество волокна льна-долгунца, а именно выход длинного волокна. Поданы рекомендации как увеличить выход длинного волокна в льносеющих хозяйствах Украины, обеспечивши тем самым эффективность производства льносырья.

Тараймович О.П., Тараймович И.В. Усовершенствование управления земельными ресурсами Украины в современных условиях. В статье охарактеризовано существующее состояние землепользования, проведено анализ проекта Закона Украины «Про почву и ее плодородие».

Тарасюк В.В., Дидух В.Ф., Тараймович И.В. Определение рационального режима сушки и времени обезвоживания гранул ОМУ на основе озерного сапропеля. В статье наведены результаты экспериментальных исследований сушки гранул озерного сапропеля и гранул ОМУ на его основе. Определены определяющие факторы процесса обезвоживания такого материала и предложено технологию его сушки.

Толстущко Н.А. Определение сил натяжения бесконечных ремней рулонного пресс-подборщика. В статье приведены результаты определения сил натяжения ветвей бесконечных ремней рулонного пресс-подборщика с усовершенствованной камерой прессования переменного объема для формирования рулонов из ленты стеблей льна. Дано зависимости для обоснования параметров рабочих органов камеры прессования.

Ysenko M. The analysis of work of a spherical cutter with knives with crosspieces. *In given article design features of a soil spherical cutter with knives with crosspieces are characterized. The analysis of work of the machine in soils with different humidity is carried out.*

Khaylis G., Rudyk I. To determination of force which must be attached to the piston of pump for pushing through on the pipe of organic mass. *Determination of force which is needed for pushing through on the pipe of organic mass from a top to the bottom is considered in the article.*

Hlopetsky R., Pyushik I. The method of sapropel presiometric parameters determination. *The article describes methods of field investigations of physical and mechanical properties of sapropel, and results of studies conducted to establish these properties.*

Homich S., Gliy O. An analysis of mechanism of influence sapropel is on fertility of soils. *On the basis of analysis of influence a sapropel on development of natural factors of fertility of soil expedience of his use is exposed in quality of organic fertilizer.*

Tsyz K., Kirchuk R. Analysis of methods and rape dryers and solution reduce energy process. *This article provides an overview of existing methods and drying rapeseed. Presented design and analysis of dryers. Analyzed the advantages and disadvantages. Suggested how to reduce energy costs for drying process.*

Усенко М.В. Анализ работы сферической фрезы с ножами с распорками. *В данной статье выделены конструктивные особенности почвенной сферической фрезы с ножами с распорками. Проведен анализ работы машины в почвах с разной влажностью.*

Хайлис Г.А., Рудык Л.А. К определению силы которую необходимо приложить к поршню насоса для проталкивания по трубопроводу органической массы. *В статье рассмотрено определение силы, которая необходима для проталкивания по трубопроводу органической массы снизу вверх.*

Хлопецкий Р.А., Илюшник И. Н. Методика определения пресиометрических показателей сапропеля. *В статье приведена методика полевых исследований физико-механических свойств сапропеля, и результаты проведенных исследований по установлению данных свойств.*

Хомич С.Н. Голий О.В. Анализ механизма влияния сапропеля на плодородие почв. *На основе анализа влияния сапропеля на развитие естественных факторов плодородия почвы раскрыта целесообразность его использования в качестве органического удобрения.*

Цызь К.Е. Кирчук Р.В. Анализ методов и средств сушки рапса и пути снижения энергоемкости процесса. *В статье проведен обзор существующих методов и средств сушки вороха семян рапса. Представлены конструкции применяемых сушилок, проанализированы их преимущества и недостатки. Предложен ряд мер для уменьшения энергетических затрат на процесс сушки.*



Cikalyuk YU., Rolyak O. Dacyuk I. Research of co-operation of distributing of leading moments of tractor of T-150 K. *In the article the results of investigation of switching the driving moments and tractive forces between axles of T-150K tractor depending on the tractive force on a hook are given. Dynamic and kinematics radii, tractor's skidding and switching skidding over to axles as well as to the components from radial and tangential deformation of pneumatic types and from their sliding along basic surface are calculated. Calculations are made in accordance with mathematical models.*

Shvedik M. Determination of basic structural parameters roller made as conical spring. *In the article analytical dependences are resulted for determination of basic structural parameters of new workings organs for rolling up of soil of made as a conical spring.*

Shvedik M., Galapac O. Analysis of process of co-operation of slat of reel from spikelet layer. *In this paper the results of the analysis process are induced interaction with the reel strips spikelet layer, as well as analytical expressions for determining the speed of the upward flow of air, which provides a process pnevmoulavlivaniya grains ejected reel strips in straight and oblique section of the pneumatic wire.*

Цикалюк Ю.О., Роляк О.А., Дацюк Л.М. Исследование взаимодействия распределения ведущих моментов между ведущими мостами трактора Т-150 К. *В работе представлены результаты исследования распределения ведущих моментов и сил тяги между ведущими мостами трактора Т-150К в зависимости от силы тяги на крюке. Рассчитаны также динамические и кинематические радиусы колес, буксование трактора и распределение буксования по мостам, а также по составляющим от радиальной и тангенциальной деформации пневматических шин и от их проскальзывания относительно опорной поверхности. Расчеты выполнены по математической модели.*

Шведик Н.С. Определение основных конструктивных параметров котка изготовленного в виде конической пружины. *В статье приведены аналитические зависимости для определения основных конструктивных параметров новых рабочих органов для прикатывания почвы изготовленных в виде конической пружины.*

Шведик Н.С., Галапач О.Л. Анализ процесса взаимодействия планки мотовила с колосовым слоем. *В статье приведены результаты анализа процесса взаимодействия планки мотовила с колосовым слоем, а также аналитические зависимости для определения скорости восходящего потока воздуха, который обеспечивает процесс пневмоулавливания зерна выбитого планками мотовила в прямолинейном и наклонном участке пневмо-провода.*

ЗМІСТ

1. Бондар О.М., Перепич Н.О. Аналіз перехідних процесів при визначенні електропровідності рідин контактним способом.....	3
2. Бондаренко О.В. Комплексна оцінка використання пасивного резервування в дослідженнях надійності кукурудозбиральної техніки.....	9
3. Борис М.М., Громяк Ю.О., Герис М.І. Стан лісозаготівлі та перспективи створення вітчизняних багатоопераційних лісових машин.....	18
4. Вржещ М.В., Толстушко Н.О., Толстушко М.М. Дослідження теплообміну у мембранному пресі з удосконаленою камерою пресування.....	26
5. Гевко Р.Б., Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів осьової жорсткості елементів конструкції робочого органу скребкового транспортера-змішувача.....	32
6. Гошко З.О., Семен Я.В., Гошко О.В. Обґрунтування технологічних параметрів вібраційної дробарки.....	38
7. Грубань В.А. Обґрунтування параметрів і режимів роботи качаноочисного апарату кукурудозбирального комбайну ККП-3.....	44
8. Дідух В.Ф., Поліщук М.М., Бабарика С.Ф. Динамічна модель переміщення добрив у кузові розкидача.....	49
9. Дзюба Л.Ф., Ольховий І.М., Ребезнюк І.Т. Теоретичне дослідження контактних напружень у зоні контакту полотна стрічкової пилки з напрямним роликом.....	57
10. Думенко К.М. Канонічний розподіл вікових груп зернозбиральних комбайнів в залежності від їх наробітку.....	65
11. Думенко К.М., Шевченко К.С., Безуглий Є.Ю. Особливості конструювання лінії для виділення насіння томатів і баклажанів в умовах півдня України.....	70
12. Завірюха М.В. Експериментальні дослідження по обґрунтуванню геометричних параметрів інтегрованого різального апарату.....	75
13. Захарчук В.І., Ткачук В.В., Стахов М.Б. Розробка нового біопалива та дослідження його властивостей.....	83
14. Карпюк В.М. Характеристика продуктів переробки молочної сироватки.....	90
15. Кірчук Р. В., Забродоцька Л. Ю., Ящук А. А. Моделювання процесу сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів у рухомому шарі.....	94
16. Клендій О.М., Вітровий А.О. Вдосконалення робочого стану гвинтових конвеєрів.....	100



17. Лімонт А.С. Транспортування вороху при комбайновому збиранні льону-довгунця.....	108
18. Лук'яненко П.В. Особливості оцінювання якості трести конопель, отриманої після збирання насіння зернозбиральним комбайном.....	117
19. Москаленко Б.І. Шляхи підвищення економічної ефективності первинної переробки трести льону-довгунця.....	122
20. Налобіна О.О., Ткачук О.Л., Герасимчук О.П. Визначення сили попереднього натягу брального паса льнобралки	126
21. Пилип В.Є. Аналіз біологічних та фізико-механічних особливостей кукурудзи, як об'єкта збирання та післязбиральної обробки.....	131
22. Приймак Т.М. Дослідження впливу умов вилежування лляної трести на якісні показники волокна.....	136
23. Ракул О.І. Дослідження закономірностей відокремлення качанів кукурудзи від стебел при розтягуванні плодоніжки.....	142
24. Рогатинський Р.М., Гевко М.Р. Результати експериментальних досліджень енергетичних параметрів шарнірно-секційного робочого органу гвинтового конвеєра.....	148
25. Сацюк В.В., Хвесик В.О. Дослідження процесу перетворення сонячного випромінювання в середині колектора.....	157
26. Семен Я.В., Гошко З.О., Ріпка І.І., Семен О.Я. Дослідження фрикційних властивостей петлі-захвата тросової плодознімальної машини.....	162
27. Сичук Л.В. Вплив механізованого обробітку ґрунту на продуктивність цукрових буряків.....	169
28. Стрельцов В.В. Аналіз функціональних особливостей технологічних ліній переробки олійних культур.....	173
29. Тараймович І.В. Ефективність виробництва волокна льону-довгунця та аналіз факторів, що її визначають.....	181
30. Тараймович О.П., Тараймович І.В. Удосконалення управління земельними ресурсами України в сучасних умовах.....	191
31. Тарасюк В.В., Дідух В.Ф., Тараймович І.В. Встановлення раціонального режиму сушіння та часу зневоднення гранул ОМД на основі озерного сапропелю.....	187
32. Толстущко Н.О. Визначення сил натягу нескінченних пасів рулонного прес-підбирача.....	197
33. Усенко М. В., Данилюк М. П. Аналіз роботи сферичної фрези з ножами розпірками.....	210
34. Хайліс Г.А., Рудик Л.О. До визначення сили, що необхідно прикласти до поршня насоса для проштовхування по трубопроводу органічної маси.....	216

35. Хлопецький Р.А., Ілюшук І. М. Методика визначення пресіометричних показників сапропелю.....	224
36. Хомич С.М., Голій О.В. Аналіз механізму впливу сапропелю на родючість ґрунтів.....	229
37. Цизь К.Є., Кірчук Р.В. Аналіз методів і засобів сушіння ріпаку та шляхи зменшення енергоємності процесу.....	236
38 Цикалюк Ю.О., Роляк О.А., Дацюк Л.М. Дослідження взаємодії розподілу ведучих моментів між ведучими мостами трактора Т-150 К.....	244
39 Шведик М.С. Визначення основних конструктивних параметрів котка виготовленого у вигляді конічної пружини.....	250
40 Шведик М.С., Галапац О.Л. Аналіз процесу взаємодії планки мотовила з колосоносним шаром.....	257
Анотації.....	263



**ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ У
ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ” ЛУЦЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО 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 невіршених 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 CD або DVD носіях, 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 колоннитулу 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 І інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в

- тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.
3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
 4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
 5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
 6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (**ДСТУ ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
 7. Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами.
 8. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
 9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
 10. 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 зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші номерувати не рекомендується. Номери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого берега сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою

ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації:
а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування), а також подаються на CD або DVD носіях 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. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.

Тел. (0332) 74–61–32.

E–mail: lab–amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 22. 2012

**Збірник входить до „Переліку наукових фахових видань
України...”. Галузь наук – технічні.
(Постанова президії ВАК України від 10.02.2010 р. № 1–05/1)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь.
Редактор: О.С. Гордіюк, Ю.О. Мельник.
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 10.02.2012 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. . Наклад 100. Безкоштовно. Зам.

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР