

ISSN 2307-1699

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 25

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2013

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 25. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2013. – 199 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 3 від 31.10.2013 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів збирання та первинної переробки льону, вібраційних пристроїв, саджалок, сівалок, 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, вибрационных устройств, садилки, сеялки, сушки сельскохозяйственных материалов. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк (відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (заст. відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. АНУ В.В. Божидарнік, Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух; д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. С.І. Пустульга, Луцький НТУ; 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, 2013
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

ГЕДАЛЮ АБРАМОВИЧУ ХАЙЛІСУ – 85 РОКІВ



Д.т.н., проф., Заслужений діяч
науки і техніки України,
академік ІАУ
Гедаль Абрамович Хайліс

15 жовтня 2013 року відмічає 85-ти річний ювілей доктор технічних наук, професор, Заслужений діяч науки і техніки України, академік Інженерної академії України Гедаль Абрамович Хайліс. Гедаль Абрамович гордість і окраса вітчизняної науки із механізації сільського господарства, світоч нашої інженерної думки.

Метою усього життя цього видатного вченого є механізація сільськогосподарських процесів, дослідження та удосконалення машин.

Випускник Московського інституту механізації і електрифікації сільського господарства, учень та гідний продовжувач визначних вчених В.П. Горячкіна та В.О. Желіговського весь свій талант і працю віддає служінню високим ідеалам науки. Інженер за фахом, протягом усього періоду роботи Г.А. Хайліс здійснив значні дослідження у галузі механізмів сільськогосподарських машин, механіки рослинних матеріалів, механізації вирощування і збирання льону, сушіння матеріалів та ряду інших питань. Він заснував нову наукову дисципліну “Механіка рослинних матеріалів”. За результатами досліджень ним опубліковано більше 550 робіт. В тому числі 17 книг та 168 авторських свідоцтв і патентів на винаходи.

Під його керівництвом та за безпосередньої участі створено льонокомбайни ЛК-4М, ЛКВ-4Т, ЛК-4Т, ЛК-4У та ціла низка іншої техніки. Серед опублікованих ним книг монографії “Теория и расчет льоноуборочных машин”, “Льоноуборочные машины”, “Механика растительных

матеріалов”, навчальні посібники “Основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин”, “Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин”, “Исследование сельскохозяйственной техники и обработки опытных данных”, “Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства)”, які витримали не одне видання і добре відомі спеціалістам як нашої держави так і за її межами.

Г.А. Хайліс – науковий керівник багатьох аспірантів і докторантів, ним створена наукова школа, під його керівництвом підготовлено і захищено 36 кандидатських дисертацій. Він також консультував підготовку багатьох докторських дисертацій.

Саме завдяки Гедалю Абрамовичу у Луцькому національному технічному університеті з'явилась кафедра „Сільськогосподарського машинобудування” та розвинувся потужний науковий осередок.

З усіх прекрасних якостей, властивих Гедалю Абрамовичу, ті, хто знає його і працює з ним пліч-о-пліч або епізодично зустрічався, називають його надзвичайну скромність, тактовність, людяність і прагнення безкорисливо допомагати всім, а насамперед – всебічно підтримувати талановиту молодь, залучати її до наукових пошуків, заохочувати її досягнення і торувати їй шлях у велику науку. Саме через це для всієї наукової спільноти Гедалю Абрамович є взірцем наукового керівника, консультанта, принципового, доброзичливого, але безмежно людяного опонента, члена спеціалізованих рад із захисту дисертацій. Він є еталоном порядності, доброти, високої людяності та інтелігентності.

Редакційна колегія збірника “Сільськогосподарські машини” щиро вітає Хайліса Гедалю Абрамовича зі славним ювілеєм, бажає доброго здоров'я та нових творчих успіхів!

УДК 631.895

© В.І. Бодак, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВИХ НАСОСІВ ПІД ЧАС ДОБУВАННЯ САПРОПЕЛІВ

У статті представлені рівняння для визначення демпферних зон та продуктивності шнекових механізмів, а також дано екологічну оцінку впливу різних конструкцій насосів на зону добування.

САПРОПЕЛЬ, ШНЕКОВИЙ НАСОС, ГРЕЙФЕРНИЙ ЕКСКАВАТОР, ЗЕМСНАРЯД.

Постановка проблеми. У зв'язку з різким зменшенням поголів'я худоби в Україні відчувається нестача органічних добрив. Цю нестачу можна компенсувати за рахунок добування природних органічних добрив – сапропелів. Внесення сапропелевих добрив покращує механічну структуру ґрунту, підвищує родючість на 3 - 4 роки, збільшує вологопоглинаючу та вологозатримуючу здатність. Крім того, сапропель не дає переходити радіонуклідам, що знаходяться в ґрунті, в рослину [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналізом впливу різних способів добування на зону розробки займалися такі вчені, як Лопотко М.З., Євдокімова Г.О., Кузьмицький П.Л., Ларгін І.Ф., Шадріна Н.І., Топачевський І.В. та інші, але аналізів зміни хімічного складу води цими вченими не проводилось.

Мета дослідження. Метою дослідження є аналіз параметрів шнекового насоса при добуванні сапропелів.

Результати дослідження. Нами проведено екологічна оцінка впливу робочих органів земснаряду, грейферного екскаватора та шнекових механізмів на якісний склад озерної води в зоні розробки сапропелів.

Виявлено що добувні машини при грейферному способі добування сапропелю з екологічної сторони негативно впливають на місце добування та як проходить інтенсивне змивання сапропелевої маси з ковша. В період проведення добувних робіт проходить значне збільшення біохімічної та хімічної потреби кисню (БПК та ХПК), колірності, вмісту завислих речовин, заліза, азоту, фосфатів, міді, хрому, зменшення розчинного кисню, прозорості. Через ці причини недопустимо проведення добувних робіт серійними ковшами,

особливо, на малих по площі водоймах. Добування сапропелів можливе тільки ковшами, які можуть герметично закритися.

З метою зменшення впливу на оточуюче середовище необхідно створювати на об'єктах по добуванню сапропелів вертикальні захисні пливочні екрани, які б відділяли зону розробки від водойми.

Добувні машини гідромеханізованого способу значно менше впливають на оточуюче середовище змінюючи вище перелічені показники. Але слід відмітити збільшення на дні в зоні розробки вмісту завислих речовин, заліза, азоту, фосфатів, хрому. При проведенні добувних робіт гідромеханізованим способом водойми викачується значна кількість води. Цей спосіб не може використовуватись на малих по площі водоймах.

При роботі шнекового насоса просочування сапропелевої маси з закритої забірної частини незначний. Як наслідок, значно нижчі показники вмісту завислих речовин, розчинення в воді азоту, фосфатів, БПК, ХПК, більше розчинного кисню, менша зміна прозорості, не спостерігається у воді змін по вмісту міді, хрому, цинку, нікелю.

Екологічно вдалим для використання на малих та середніх по площі озерах є шнековий спосіб добування сапропелів. Проте неправильно вибрані режими роботи насосу та параметри забірної частини зумовлюють відбивання маси від гвинта та значне зростання навантаження на двигун, не контрольованість підпору насосу на ґрунт призводить до втягування озерної води в механізм.

Для синтезу раціональних форм забірної частини було проведено аналіз її можливих конструкцій, та визначено найбільш ефективні. При параболічній формі твірної кожуха, та конічній формі твірної шнека, об'єм демпферної зони визначається за формулою

$$V_a = \pi h \left(\frac{h}{2k} - \frac{2}{3} D_2 \sqrt{\frac{h}{k} + \frac{D_2^2}{4} - \frac{d_2^2 + d_1^2 + d_2 d_1}{12}} \right),$$

де h – висота забірної частини; k – коефіцієнт заповнення, який враховує підпір насоса на ґрунт; d_1 – внутрішній діаметр шнека; d_2 – зовнішній діаметр шнека; D_2 – діаметр кожуха шнека на вході в забірну частину.

При параболічній формі твірної кожуха та циліндричній формі твірної шнека об'єм демпферної зони визначається як

$$V_{\dot{a}} = \pi h \left(\frac{h}{2k} - \frac{2}{3} D_1 \sqrt{\frac{h}{k} + \frac{D_1^2}{4} - \frac{d^2}{4}} \right),$$

де D_1 - діаметр кожуха шнека на виході з забірної частини.

При конічній формі твірної кожуха та параболічній формі твірної шнека об'єм демпферної зони визначається згідно залежності

$$V_{\dot{a}} = \pi h \left(\frac{D_2^2 + D_1^2 + D_1 D_2}{12} - \frac{h}{2k} - \frac{2d_2 \sqrt{h}}{\sqrt{k}} - \frac{d_2^2}{4} \right).$$

В результаті проведених розрахунків нами зроблено висновок що об'єм демпферної зони $V_{\dot{a}}$ забірної частини повинен бути в межах $V_{\dot{a}} < 0,2V_k$, при швидкості обертання гвинта $n < 11 \text{ c}^{-1}$, а при швидкості обертання гвинта $n > 11 \text{ c}^{-1}$ $V_{\dot{a}}$ повинен бути в межах $0,2V_k < V_{\dot{a}} < 0,8V_k$, де V_k – внутрішній об'єм кожуха забірної частини.

Фактична продуктивність Q_{cp} розраховується за загальною формулою

$$Q_{\dot{v}} = \hat{\epsilon}_2 \cdot \hat{\epsilon}_3 \cdot Q_0,$$

де κ_2 - коефіцієнт заповнення, який враховує частоту обертання гвинта, товщину лопатей і число заходів шнека (розраховується дослідним шляхом); κ_3 - коефіцієнт підпору, який залежить від зусилля підпору механізму на ґрунт та впливає на заповнення об'єму насоса (розраховується дослідним шляхом), Q_{ϕ} - частина об'єму насосу, через який транспортується сапропель, зайнята лопатями, які мають певну товщину; крім того, можливе неповне заповнення об'єму насосу. Враховуючи це кінцевим рівнянням за яким можна визначити продуктивність шнекового насосу є:

$$Q_v = \frac{\pi \cdot \hat{\epsilon}_2 \cdot \hat{\epsilon}_3 \cdot \omega}{16} (D+d)^2 \cdot (D-d) \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \cos(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi},$$

де D – діаметр кожуха шнека в циліндричній частині; d - діаметр труби шнека в циліндричній частині.

Транспортування матеріалів шнеками досліджувались багатьма вченими [2-4]. Це пояснюється тим, що шнекові механізми є простими у виготовленні та надійними в роботі. Проте теоретичних досліджень шнекових механізмів при роботі з сапропелями є недостатньо.

При добуванні сапропелів шнековим способом часто користуються даними, отриманими в результаті практичних експериментів.

Висновки. В даній роботі на основі вищевказаних рівнянь нами запропоновано найбільш раціональні форми забірних частин шнекових насосів, які при максимальній продуктивності та найвищому коефіцієнті заповнення мають найменший негативний вплив на екологію в зоні розробки.

Література

1. Шевчук М.Й. та ін. Ефективність сапропелізації ґрунтів в умовах радіоактивного забруднення. //Метод. посібник з організації проведення НДР в галузі сільськогосподарської радіології. – К., 1992.
2. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин / Хайлис Г.А. – Киев: УСХА, 1992. – С. 17-21.
4. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва. Дис.док.техн.наук. –К.1997.–502с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.358

© В.І. Василюк, к.т.н.

ВП НУБіП України "Ніжинський агротехнічний інститут"

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ОБМОЛОТУ ВОРОХУ ПРИ ЗБИРАННІ ЛЬОНУ

Розглянуті шляхи усунення недоліків при обмолоті льонovoroxу в теркових вальцевих апаратів через непаралельність вальців та їх перекид при пропусканні між вальцями voroxу, який містить тверді домішки різної величини.

ЛЬНЯНИЙ ВОРОХ, ОБМОЛОТ, НАСІННЄВІ КОРОБОЧКИ, НАСІННЯ, ВАЛЬЦІ, ТЕРКОВИЙ АПАРАТ, ДОМШКИ, ЗАЗОР, НЕПАРАЛЕЛЬНІСТЬ ВАЛЬЦІВ.

Постановка проблеми. Для обмолоту voroxу льону широко застосовуються теркові апарати вальцевого типу, причому число вальців може бути два, три або чотири. Вальці мають циліндричну

форму. На рис. 1 представлена схема двохвальцевого апарата, в якому один із двох вальців (1) є опорним, тобто його вісь нерухома, а інший валець (2) підпружинений і притискається в бік опорного вальця за допомогою двох пружин, які діють на підпружинники цього підпружиненого вальця з тим, щоб відстань між вальцями була невеликою і достатньою для роздавлювання насінневих коробочок (вороху) і відділення з них насіння. Вальці обертаються назустріч друг другу, захоплюють ворох, який знаходиться у воронці, і виконують його плющення.

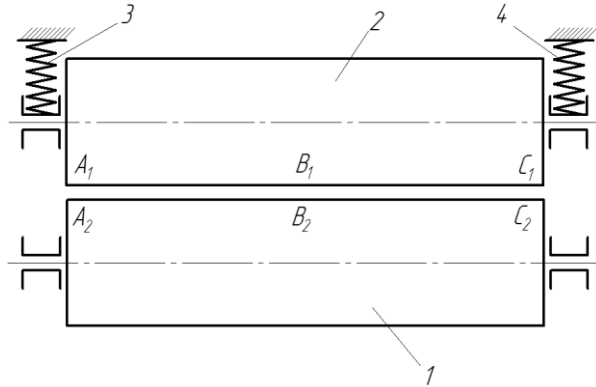


Рис. 1 - Схема двохвальцевого теркового апарата: 1, 2 – вальці, 3, 4 – пружини

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження роботи вальцевих теркових апаратів виконувалось багатьма авторами [1,2,3,4,5], однак питання підвищення якості обмолоту вороху розроблені недостатньо. Нижче приведені результати наших досліджень по даному питанню.

Мета дослідження – розглянути шляхи підвищення якості обмолоту вороху під час збирання льону.

Результати досліджень. Якість обмолоту вороху оцінюється за наступними показниками: ступінь перетирання вороху (насінневих коробочок) і ступінь подрібнення насіння. Ступінь перетирання вороху ε_{II} у відсотках представляє собою відношення маси m_H вільного насіння в перетертому вороху до маси m_B всього насіння в цьому вороху, помноженому на 100:

$$\varepsilon_{II} = \frac{m_H}{m_B} \cdot 100\% . \quad (1)$$

Ступінь подрібнення насіння $\varepsilon_{\text{ПД}}$ у відсотках представляє собою відношення маси $m_{\text{ПД}}$ подрібненого насіння до маси $m_{\text{В}}$ всього насіння в перетертому вороху:

$$\varepsilon_{\text{ПД}} = \frac{m_{\text{ПД}}}{m_{\text{В}}} \cdot 100\% . \quad (2)$$

Показник $\varepsilon_{\text{П}}$ повинен бути як можна більше, але не менше 98%, а показник $\varepsilon_{\text{ПД}}$ повинен бути як можна менше, але не більше 0,2% [3, с. 155-158].

Показники якості роботи теркового апарата залежать від його регулювання, а також від вологості вороху і наявності в ньому плутанини. При вологості вороху більше 18%, ступінь його перетирання різко зменшується. Ворох складається із цілих і деформованих насінневих коробочок, плутанини з окремими коробочками на ній, вільного насіння, полови і бур'янів. Із цих складових вороху найбільша товщина у насінневих коробочок. Тому головне для вальців забезпечити затягування в плющильні щілини насінневих коробочок. Ворох також повинен бути однорідним, дрібним, не містити крупні тверді скупчення.

Осі вальців повинні бути паралельні. При цьому зазор B_1B_2 між вальцями (рис. 1) повинен бути:

$$\delta_{\text{max}} \leq B_1B_2 \leq d_{\text{kmin}} , \quad (3)$$

де δ_{max} – найбільше значення товщини насіння, d_{kmin} – мінімальне значення діаметра насінневої коробочки.

Якщо вимога (3) буде дотримана, то решта складових вороху легко попадуть в плющильні щілини.

Висновок. В таких же межах повинні бути значення зазорів A_1A_2 і C_1C_2 (рис. 1), тобто зазор між вальцями повинен бути однаковим по всій довжині. Перевірка величини зазору виконується за допомогою щупа.

Як було сказано вище, не бажано потрапляння твердих частинок і щільних скупчень вороху в зазори між вальцями. Якщо це відбулося, то через утворений у зазорі "прохід" можуть пройти коробочки без плющення. Такі коробочки в машині доводиться пропускати повторно на перетирання між вальцями.

Література

1. Комплексная механизация льноводства / Болотов И.Н., Козырева А.А., Кондрашук П.К. [и др.]. - Л. – М. : Изд-во сельскохозяйственной литературы, 1962. – С. 155-158.
2. Василюк В.І. Про шляхи визначення деяких параметрів льнотеркових апаратів для обмолоту вороху / Василюк В.І. // Інноваційні напрямки в селекції, генетиці, технології вирощування, збирання, переробки і стандартизації технічних культур. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених – Суми : СОД, 2009. – С. 8-11
3. Льноуборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н.Бухаркин [и др.] – М. : Машиностроение, 1985. – С. 212-218.
4. Хайліс Г.А. Аналіз роботи чотирьохвальцевого льнотеркового апарату / Хайліс Г.А., Василюк В.І. // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Вип. 16. – Луцьк: ЛДТУ, 2007. – С. 178-185.
5. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин / Хайлис Г.А. – Киев: УСХА, 1992. – С. 198-205.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс Г.А.

УДК 674.05

© М.В. Вржещ, к.т.н., М.М. Толстушко, к.т.н., К.М. Луцик
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ЕНТАЛЬПІЇ МЕМБРАНИ ОБЛИЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА ПРИ ОХОЛОДЖЕННІ

У статті наведено результати дослідження зміни ентальпії одиниці об'єму матеріалу мембрани облицювального преса при охолодженні протягом міжциклової технологічної перерви. Встановлено необхідність застосування теплоізоляційних систем з метою зменшення теплових втрат у технологічному процесі.

**ПРЕС, МЕМБРАНА, ТЕМПЕРАТУРА, ЕНТАЛЬПІЯ,
ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ, ТЕПЛОЄМНІСТЬ, ТЕПЛОВІДДАЧА.**

Постановка проблеми. Сучасне меблеве виробництво у технологічних процесах облицювання фасадних елементів широко застосовує мембранні преси. Енергетична складова собівартості

кінцевої продукції досить вагома. Застосування енергоощадних технологій мембранного пресування може суттєво підвищити ефективність виробництва.

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 зміни ентальпії одиниці об’єму матеріалу мембрани облицювального преса при охолодженні протягом міжциклової технологічної перерви.

Результати дослідження. Розглянемо охолодження мембрани товщиною 2δ (рис. 1) з урахуванням граничних умов третього роду. Мембрана виготовлена з однорідного та ізотропного матеріалу з постійними теплофізичними характеристиками.

В початковий момент часу ($\tau=0$) температура в мембрані розподілена рівномірно та дорівнює t_0 . Мембрана розміщена в середовищі з постійною температурою t_c , причому $t_c < t_0$. Теплообмін на поверхнях мембрани відбувається при постійних коефіцієнтах тепловіддачі $\alpha = const$. При поставлених умовах розподіл температури по товщині мембрани повинен бути симетричним, тобто $\partial t(0, \tau)/\partial x = 0$.

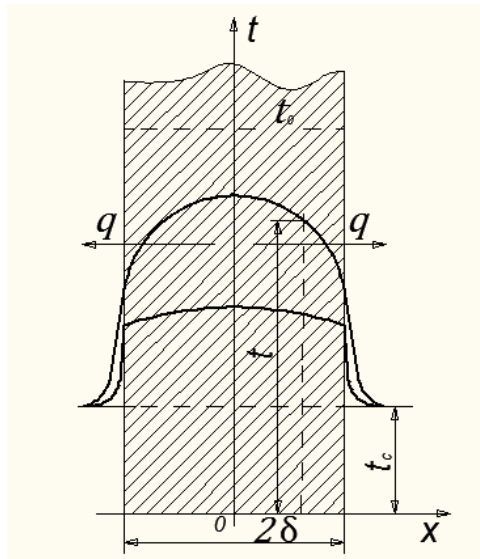


Рис. 1 - Розподіл температури у мембрані при нестационарній теплопровідності

Математичне формулювання задачі можна спростити, якщо ввести надлишкову температуру $\theta = t - t_c$. Тоді диференціальне співвідношення теплопровідності для мембрани можна записати у такому вигляді:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \delta^2}, \quad (1)$$

де α – коефіцієнт температуропровідності, м²/с; τ - тривалість процесу охолодження, с.

Початкові умови:
при $\tau = 0$

$$\theta(x, 0) = \theta_0. \quad (2)$$

Граничні умови:
при $x = \delta$

$$2\delta \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial \delta} \right)_{\delta=\delta} = -\frac{\alpha}{\lambda} \vartheta_{\delta=\delta}, \quad (3)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу мембрани.

Умова симетрії:
при $x = 0$

$$\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial \delta} \right)_{\delta=0} = 0. \quad (4)$$

Спочатку визначено функцію $\theta(x, \tau)$ розподілу температури у мембрані у довільний момент часу процесу охолодження, використовуючи достатньо універсальний метод розділення змінних, що докладно висвітлений в літературному джерелі [4]. Зазначений метод дозволяє одержати сукупність частинних розв'язків θ_n , які задовольняють диференціальне рівняння теплопровідності та граничні умови. Сума частинних розв'язків утворює загальний розв'язок рівняння теплопровідності:

$$\vartheta(\delta, \tau) = \sum_{i=1}^{\infty} \tilde{N}_i \cos\left(\mu_i \frac{\delta}{\delta}\right) a^{-\mu_i^2 Fo}, \quad (5)$$

де Fo – критерій Фур'є, причому :

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2}. \quad (6)$$

Кожне значення кореня μ_n у формулі (5) відповідає частинному розподілу температури та залежить від критерію Біо (Bi), де

$$Bi = \frac{a \cdot \delta}{\lambda}. \quad (7)$$

Значення константи C_n визначається з початкових умов з врахуванням критерію Фур'є (Fo).

При $Fo=0$ ($\mu = 0$), отримуємо:

$$\mathcal{G}_0 = \mathcal{G}(\delta, 0) = \sum_{i=1}^{\infty} \tilde{N}_n \cos\left(\mu_n \frac{x}{\delta}\right). \quad (8)$$

Скористаємося властивістю ортогональності тригонометричної функції. Для цього розв'язок (8) помножимо на $\cos(\mu_n \delta)$ і проінтегруємо в межах $-\delta \leq \delta \leq \delta$:

$$\mathcal{G}_0 \int_{-\delta}^{\delta} \cos(\mu_n x) dx = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \int_{-\delta}^{\delta} \cos(\mu_n x) \cos(\mu_n x) dx. \quad (9)$$

Після перетворень, з врахуванням $m=n$, одержимо:

$$C_n = \frac{\mathcal{G}_0 \int_{-\delta}^{\delta} \cos\left(\mu_n \frac{x}{\delta}\right) dx}{\int_{-\delta}^{\delta} \cos^2\left(\mu_n \frac{x}{\delta}\right) dx} = \frac{\mathcal{G}_0 \frac{2\delta}{\mu_n} \sin \mu_n}{\delta \left(1 + \frac{\sin 2\mu_n}{2\mu_n}\right)} = \mathcal{G}_0 \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n}. \quad (10)$$

Підставивши значення C_n у розв'язок (5), отримуємо кінцевий результат для симетрично охолоджуваної мембрани:

$$\vartheta = \sum_{n=1}^{\infty} \mathcal{G}_0 \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \cos\left(\mu_n \frac{x}{\delta}\right) e^{-\mu_n^2 a \tau / \delta^2}, \quad (11)$$

або в безрозмірній формі

$$\theta = \frac{\vartheta}{\mathcal{G}_0} = \frac{t(x, \tau) - t_{\bar{n}}}{t_0 - t_{\bar{n}}} = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos\left(\mu_n \frac{x}{\delta}\right) e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (12)$$

де $A_n = 2 \sin \mu_n / (\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n)$.

Так як $\cos(\mu_n x / \delta)$ – величина обмежена, а $\exp(-\mu_n^2 Fo)$ – величина, що швидко зменшується, то, як показує аналіз рівняння (12), при $Fo \geq 0,25$ ряд стає збіжним і може бути замінений достатньо точно першим членом [4].

В цьому випадку розподіл температури у мембрані можна отримати із рівняння

$$\theta = A_1 \cos\left(\mu_1 \frac{x}{\delta}\right) \exp(-\mu_1^2 Fo). \quad (13)$$

При заданих координатах x невідома температура θ є функцією тільки критеріїв Bi і Fo

$$\theta = f(Bi, Fo). \quad (14)$$

При $Bi \rightarrow \infty$ температура поверхні мембрани наближається до температури охолоджуючого середовища, а граничні умови третього роду переходять в граничні умови першого роду. Розрахунки показують, що таку властивість має поле при $Bi \geq 100$.

При $Bi \rightarrow 0$, коли внутрішній термічний опір достатньо малий у порівнянні з термічним опором на поверхні, температура по товщині мембрани розподіляється рівномірно.

Визначення теплових втрат при охолодженні мембрани виконувалось у такій послідовності [4]. Визначено зміну ентальпії одиниці об'єму матеріалу стінки мембрани за довільний проміжок часу

$$Q = c_{\delta} \rho (\mathcal{G}_0 - \bar{\mathcal{G}}), \quad (15)$$

де c_{δ} , ρ – відповідно ізобарна теплоємність та щільність матеріалу мембрани.

Температура $\bar{\mathcal{G}}$ у середній площині мембрани, розраховуємо за формулою

$$\bar{\mathcal{G}} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} \mathcal{G}(x, \tau) dx. \quad (16)$$

Підставивши у формулу (16) значення θ з рівняння (12), одержимо

$$\begin{aligned} \bar{\mathcal{G}} &= \frac{\mathcal{G}_0}{\delta} \int_0^{\delta} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos\left(\mu_n \frac{x}{\delta}\right) \exp(-\mu_n^2 Fo) dx = \\ &= \frac{\mathcal{G}_0}{\delta} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \exp(-\mu_n^2 Fo) \int_0^{\delta} \cos\left(\mu_n \frac{x}{\delta}\right) dx = \\ &= \frac{\mathcal{G}_0}{\delta} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \exp(-\mu_n^2 Fo) \frac{\delta \sin \mu_n}{\mu_n} = \mathcal{G}_0 \sum_{n=1}^{\infty} B_n \exp(-\mu_n^2 Fo) \end{aligned} \quad (17)$$

Середня відносна температура мембрани

$$\bar{\theta} = \frac{\bar{\mathcal{G}}}{\mathcal{G}_0} = \sum_{n=1}^{\infty} B_n \exp(-\mu_n^2 Fo). \quad (18)$$

де

$$B_n = A_n \frac{\sin \mu_n}{\mu_n} = \frac{2Bi}{\mu_n^2 (Bi^2 + Bi + \mu_n)}. \quad (19)$$

Як видно із рівняння (18), величина $\bar{\theta}$ залежить лише від чисел Fo і Bi . Ряд (18) швидко стає збіжним і при $Fo \geq 0,25$ можна обмежитися першим членом ряду

$$\bar{\theta} = B_1 e^{-\mu_1^2 Fo}, \quad (20)$$

де

$$B_1 = \frac{2Bi}{\mu_1 (Bi^2 + Bi + \mu_1^2)}. \quad (21)$$

Підставивши у формулу (15) значення θ_0 та $\bar{\theta}$, одержимо:

$$Q = c\rho(t_0 - t_c) \left(1 - \frac{\bar{\theta}}{\theta_0} \right) = c\rho(t_0 - t_c) (1 - \bar{\theta}) \quad (22)$$

В межах числового експерименту було досліджено процес охолодження мембрани від найбільшого технологічного значення температури ($t = 99^\circ\text{C}$) до температури середовища ($t_c = 20^\circ\text{C}$), причому критерій Фур'є був змінним, а критерій Біо фіксованим. Теплофізичні характеристики мембрани та параметри теплообміну на її поверхні подані у таблиці 1.

Таблиця 1 - Теплофізичні характеристики мембрани та процесу теплообміну

№	Параметр	Характеристика (кількісна або якісна)
1	Матеріал мембрани	Силікон
2	Товщина δ , мм	2, 85
3	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м К)	0,14
4	Ізобарна теплоємність C_p , Дж / (кг К)	1400
5	Щільність ρ , кг / м ³	1200
6	Коефіцієнт тепловіддачі з поверхонь α , Вт / (м ² К)	15
7	Початкова температура t_0 , °C	99
8	Температура середовища t_c °C	20

Визначено температуру поверхні мембрани у градусах Цельсія, результати розрахунків подано у вигляді графічної залежності (рис. 2).

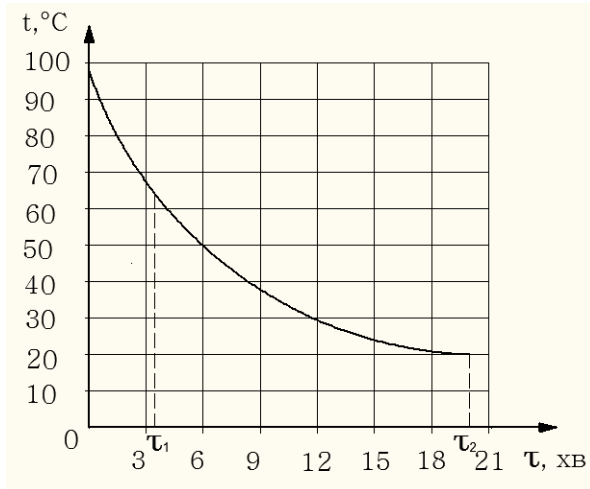


Рис. 2 - Графік процесу охолодження поверхні мембрани: τ_1 - час міжциклової технологічної перерви; τ_2 - час охолодження до температури середовища

Аналізуючи графік процесу охолодження мембрани (рис. 1) можна зробити такі висновки: по-пер матеріалу мембрани від температури середовища. Результати ще, тривалість процесу охолодження до температури середовища складає $\tau_2=20$ хв.; по-друге, тривалість міжциклової технологічної перерви складає $\tau_1=3,2$ хв. до температури 64 °C.

Досліджено зміну ентальпії одиниці об'єму розрахунків подано у вигляді графічної залежності (рис. 3).

Висновки. Протягом міжциклової технологічної перерви відбувається пониження температури зовнішньої поверхні мембрани на третину від початкового значення. Якщо охолодження мембрани триватиме більше 20 хвилин, то температура зазначеної поверхні дорівнюватиме температурі середовища. Таким чином, до початку наступного технологічного циклу мембрана потребуватиме додаткової кількості теплової енергії на підігрівання. Зменшення теплових втрат можна досягнути шляхом використання теплоізоляційних систем у камері пресування.

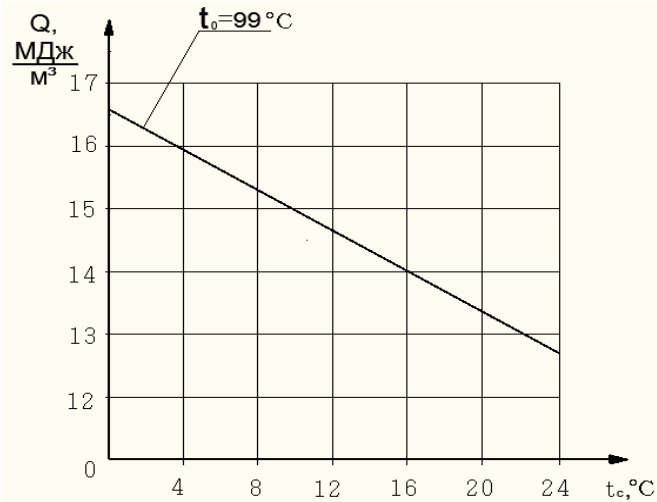


Рис. 3- Графік функції $Q = f(t_c)$

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. Вржещ М.В., Забронець І.П. Процеси теплообміну у камері пресування мембранного преса // Студентський науковий вісник. Серія “Технічні науки”. Науковий збірник. Випуск 3. Частина 1. – Луцьк: Навчально-науковий відділ ЛНТУ, 2011. – С. 221-226.
3. Шостак В.В. Теорія і конструкції деревообробного устаткування / Шостак В.В., Савчук Я.І., Савич М.М.: Конспект лекцій. – Львів: НЛТУ України, 2009. – 376 с.
4. Четкин 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 674.05

© М.В. Вржещ, к.т.н., Н.О. Толстушко, Ю.П. Куделя
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ ПІДКЛАДКИ У КАМЕРІ ПРЕСУВАННЯ МЕМБРАННОГО ПРЕСА

У статті наведено результати аналізу роботи електромагнітної підкладки у камері пресування мембранного преса. Наведено результати вимірювання індукції магнітного поля на рівні клейового прошарку.

МЕМБРАННИЙ ПРЕС, ПРЕСУВАЛЬНА КАМЕРА, ЕЛЕКТРОМАГНІТНА ПІДКЛАДКА, ІНДУКЦІЯ, ПЛИТА.

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 деревоволокнисті 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 облицьовують 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.

У багатьох випадках основною вимогою до меблевих виробів, що виготовлені з використанням облицювальних полімерних плівок, є міцність клейових з'єднань. Відомі на даний час способи підвищення міцності клейових з'єднань практично вичерпані. Тому особливого наукового та практичного інтересу набули методи підвищення міцності клейових з'єднань з використанням інтенсивних технологій, зокрема тих, які ґрунтуються на взаємодії магнітного поля з клейовим прошарком, що має полімерну основу [1-3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що в літературі мало уваги приділено вивченню процесів впливу магнітного поля на клейові з'єднання у пресувальних камерах мембранних пресів [1-3].

Мета дослідження – проаналізувати роботу електромагнітної підкладки у камері пресування мембранного преса.

Результати дослідження. Магнітне поле певного рівня напруженості у камері пресування мембранного преса можна створити за допомогою електромагнітної підкладки, через яку проходить постійний струм. Враховуючи особливості технологічного процесу, зазначений пристрій можна розташувати на місці звичайної підкладки, що виконує, як правило, функцію підвищення (рис. 1).

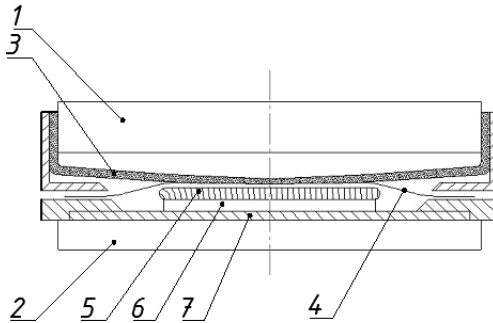


Рис. 1 – Схема камери пресування мембранного преса: 1 – верхня плита; 2 – нижня плита; 3 – мембрана; 4 – облицювальна плівка; 5 – плита МДФ; 6 – електромагнітна підкладка; 7 – робочий стіл

На рис. 2 зображено принципову схему електромагнітної підкладки. Осердя 1 виготовлене з магнітного матеріалу (сталь 45). Каркас складається з двох боковин, які виготовлені з листової сталі. Боковини кріпляться до осердя за допомогою восьми заклепок 4. Внутрішні поверхні боковин, а також осердя ізолювані. На осердя щільно намотаний ізоляційний мідний дріт діаметром $d = 1,2$ мм та довжиною 300 м. Загальна кількість витків $N = 300$. Один кінець провідника виведено через отвір у боковині, а інший – із обмотки. Для запобігання деформації підкладки протягом технологічного процесу, виконано підсилення каркасу шляхом встановленням опор 5.

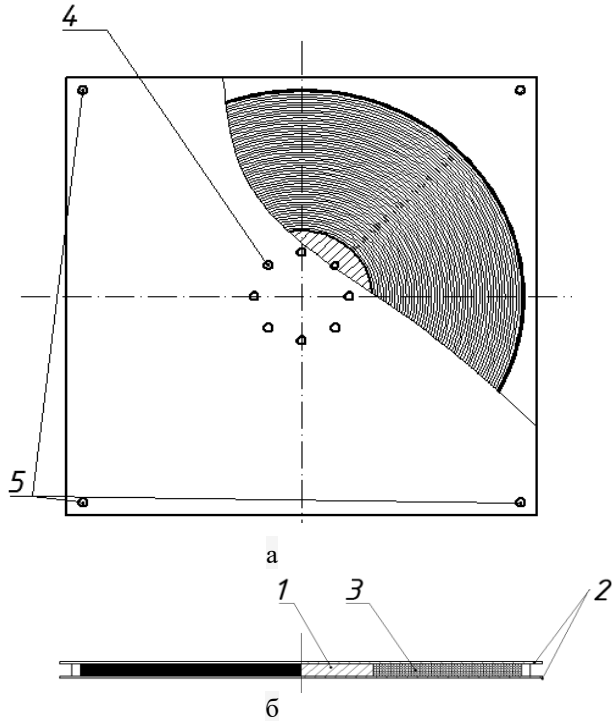


Рис. 2 – Схема електромагнітної підкладки пресувальної камери мембранного преса: (а – вид зверху, б – виз збоку) 1 – осердя; 2 – боковини; 3 – ізолюваний дріт; 4 – заклепки; 5 – опори

Як експериментальну установку було використано мембранний прес WEMHÖNER (рис. 3), який встановлений у лабораторії кафедри ОЛК та ТММ Луцького НТУ.

Метою досліджень є встановлення величини напруженості (індукції) магнітного поля на рівні клейового прошарку, що дасть можливість виконати оцінку функціональної придатності (допустимий тепловий режим) електромагнітної підкладки для різних величин сили струму. Для досягнення зазначеної мети було складено програму досліджень і використано тесламетр середніх полів 109-07 (рис. 4), який призначений для точних вимірювань магнітних полів у проміжках постійних магнітів, електромагнітів і магнітних систем змінних магнітних полів до 50 Гц. Прилад має можливість автоматичного вимірювання екстремальних значень магнітної індукції та видачу результатів вимірювання на циферблат.

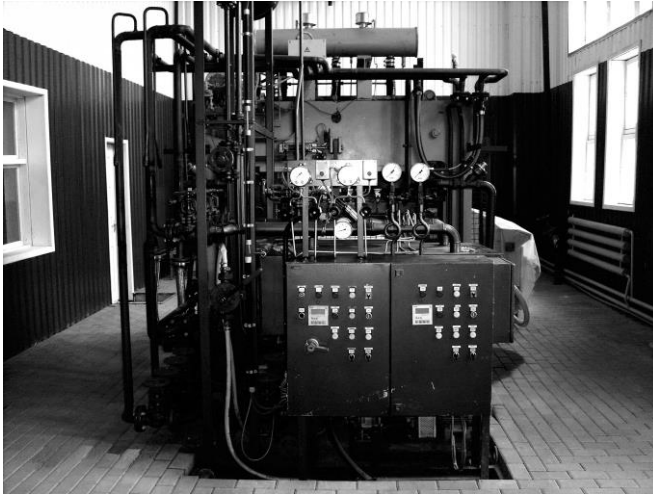


Рис. 3 – Лабораторний мембранний прес WEMHÖNER



Рис. 4 – Тесламетр середніх полів 109-07

Спочатку за допомогою штангенциркуля вимірювали товщину основи, а потім товщину плівки. Наклавши плівку на основу, встановлювали пакет на боковину електромагнітної підкладки, до якої підводився постійний електричний струм різної величини. За допомогою вимірювального щупа тесламетра вимірювалась індукція

магнітного поля у певних координатних точках на рівні клейового прошарку.

Були проведені вимірювання індукції магнітного поля та виконана оцінка функціональної придатності (допустимий тепловий режим) електромагнітної підкладки для різних величин сили струму. Дані вимірювань наведені в таблиці. Встановлено, що найбільша величина сили струму $I=3\text{ A}$ не порушує теплового режиму функціонування електромагнітної підкладки.

Таблиця – Результати вимірювання індукції магнітного поля на рівні клейового прошарку

Індукція магнітного поля B , мТл	Координати вздовж осі абсцис, мм					
	10	20	30	40	50	60
при $I=1\text{ A}$	4,4	0,6	3,4	1,9	0,7	0,3
при $I=2\text{ A}$	7,4	1,0	4,2	3,8	2,7	2,0
при $I=3\text{ A}$	6,4	1,6	5,8	6,0	4,4	4,3

Для обробки отриманої інформації використано комп'ютерну програму STATISTICA 6.0, що ґрунтується на визначенні законів розподілу випадкових величин та статистичних характеристик.

Висновки. Встановлено, що конструкційні параметри електромагнітної підкладки та створюване нею постійне магнітне поле задовольняють умови реального технологічного процесу.

Література

1. Зазимко Н.М. Дослідження впливу параметрів постійного магнітного поля на пружні властивості затверділих епоксидних полімерів / Н.М. Зазимко, Т.Г. Січкач, П.М. Малежик // Наукові вісті НЛТУ. – 2009. – №2. – С.122 – 129.

2. Забродець І.П. Експериментальне дослідження величини індукції магнітного поля електромагнітної підкладки у камері пресування мембранного преса / І.П.Забродець // Студентський науковий вісник. Серія “Технічні науки”. Вип. 5. Ч.1. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ. – 2012. – С. 52 – 57.

3. Попов В. М., Иванов А. В. Интенсивная технология получения клееной древесины повышенной прочности / В.М. Попов, А.В. Иванов // Вестник МГУЛ – лесной вестник. – 2007. – № 4(53). – С.89 – 91.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 631.35: 633.521

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

ІЄРАРХІЯ ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИХ ЗАДАЧ В ЛЬОНАРСТВІ

У статті означено ієрархічні рівні задач пошуку та вибору проектно-конструкторських рішень в галузі льонарства.

ТЕХНІЧНА СИСТЕМА, ЛЬОНАРСТВО, ПОТРЕБА, ФІЗИЧНА ОПЕРАЦІЯ, ФІЗИЧНИЙ ПРИНЦИП ДІЇ, ТЕХНІЧНЕ РІШЕННЯ.

Постановка проблеми. Ефективність функціонування агропромислового комплексу України, зокрема галузі льонарства, потребує застосування енергоефективних та високоякісних вітчизняних технічних систем (ТС). Розробляючи такі технічні системи, конструктори та винахідники повинні прагнути отримати вироби високого технічного рівня, що зможуть скласти конкуренцію кращим світовим зразкам техніки.

Застосування штучного інтелекту для вирішення задач пошуку та вибору проектно-конструкторських рішень не можливе без їх систематизації та алгоритмізації в рамках конкретної галузі людської діяльності.

Виділення ієрархічних рівнів задач пошуку та вибору проектно-конструкторських рішень в галузі льонарства відкриває широке поле діяльності для нових теоретичних та прикладних розробок.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фізико-механічні властивості льону та ТС для його вирощування були предметом досліджень багатьох вчених, зокрема М. І. Шликова [1], Г. А. Хайліса [2], І. В. Крагельського [3], М.М. Ковальова [4], О.О. Налобіної [5], А.Ю. Горбового [6], В.О. Шейченка [7], О.А. Ужегової [8], С.Ф. Юхимчука [9].

Ієрархія задач пошуку та вибору проектно-конструкторських рішень викладена в працях А.І. Половінкіна [10].

Проте конкретизація цих задач для галузі льонарства в працях вищезазначених вчених відсутня.

Мета дослідження. Виділення ієрархічних рівнів задач пошуку та вибору проектно-конструкторських рішень в галузі льонарства.

Результати дослідження. Процес проектування та конструювання ТС є ітераційним процесом [5], а тому виділення типів задач і послідовності їх вирішення є дещо умовним. Розглянемо ці задачі (рис.1).

1 рівень	Складання або уточнення опису потреби (функції)	Застосування нових волокон або нетканих матеріалів з аналогічними властивостями
2 рівень	Вибір фізичної чи іншої операції для реалізації потреби	Синтез льоноволокна Виробництво виробів з короткого льоноволокна
3 рівень	Вибір функціональної структури	Створення нових технологій вирощування льону
4 рівень	Вибір фізичного принципу дії	Створення гідравлічних, пневматичних, акустичних, оптичних, комбінованих ТС льонарства
5 рівень	Вибір варіанту технічного рішення	Застосування засобів технічної творчості, наприклад, методів мозкової атаки, морфологічного аналізу і синтезу
6 рівень	Вибір параметрів ТС і її елементів	Пошук і вибір параметрів ТС льонарства і їх елементів в рамках нових технічних рішень

Рис. 1 - Ієрархія задач пошуку та вибору проектно-конструкторських рішень

1. Складання або уточнення опису потреби (функції). Волокно льону використовується для виготовлення одягу, в медицині, для виготовлення технічних тканин та задоволення інших потреб людини. Розробка та реалізація альтернативних варіантів задоволення цих потреб, наприклад з використанням синтетичних, штучних чи інших натуральних волокон або нетканих матеріалів з аналогічними властивостями є задачею найвищого ієрархічного рівня. Вирішення цієї задачі можливе в результаті нових фундаментальних відкриттів в галузі хімії та фізики.

2. Вибір фізичної чи іншої операції для реалізації потреби. Альтернативним варіантом традиційного способу вирощування льону та виробництва льоноволокна може стати, наприклад, його синтез.

Вирішити цю проблему за допомогою наявного способу виробництва синтетичного волокна шляхом продавлювання через філь'ери не можливо. Проте, розвиток хімічної технології в напрямку створення мікроструктури волокна, що аналогічне волокну льону теоретично може привести до вирішення цієї задачі і скласти конкуренцію традиційній галузі льонарства.

Більш реальним шляхом вирішення реалізації потреби у виробках із льону на цьому ієрархічному рівні є їхнє виробництво з короткого льоноволокна, що реалізується за допомогою ТС прядіння.

3. Вибір функціональної структури. Для реалізації однієї і тієї ж потреби і фізичної операції можуть бути використані альтернативні функціональні структури. По суті функціональна структура визначає технологію вирощування льоноволокна, а отже потребу в ТС для реалізації цієї технології.

Створення нових технологій вирощування льону може потребувати створення нових ТС, що виконують певні операції і, навпаки, наявні ТС можуть виявитись непотрібними.

4. Вибір фізичного принципу дії. В межах традиційної технології вирощування довгого волокна а також інших альтернативних технологій, можливе використання ТС, що мають різний фізичний принцип дії. Зокрема традиційні механічні ТС для вирощування, збирання, переробки льону та виготовлення виробів із нього можуть бути замінені гідравлічними, пневматичними акустичними, оптичними, комбінованими ТС, робота яких ґрунтується на наявних фізико-технічних ефектах.

Слід зазначити, що з розвитком фундаментальних наук і відкриттям нових фізико-технічних ефектів, можливий перелік альтернативних фізичних принципів дії ТС для вирощування льону та виробництва льоноволокна буде розширюватись.

ТС, що створені на основі нових фізико-технічних ефектів будуть визначати прогрес в галузі льонарства і матимуть значно більший термін морального старіння. Використання нових фізичних принципів дії під час створення ТС в галузі льонарства дасть значно більший економічний ефект.

5. Вибір варіанту технічного рішення. Один і той же фізичний принцип дії ТС для вирощування льону та виробництва льоноволокна може бути реалізований багатьма можливими варіантами технічних рішень. Ці варіанти, як правило, патентуються. Стосовно ТС льонарства перспективними є варіанти технічних рішень, що створені на основі нових фізичних принципів дії.

Наприклад, існують сотні технічних рішень реалізації ТС

«бральний апарат», що ґрунтуються на одному й тому ж принципі дії: – стебла льону підводяться подільниками до бральних рівчаків, затискаються, витягуються з ґрунту та транспортуються під час відносного руху робочих органів брального апарата з механічним приводом. Проте, не існує технічних рішень бральних апаратів, що ґрунтуються на пневматичному принципі дії. Створення таких ТС потребує застосування засобів технічної творчості (наприклад, методів мозкової атаки, морфологічного аналізу і синтезу, функціонально-вартісного аналізу тощо).

6. Вибір параметрів ТС і її елементів. Задача пошуку і вибору параметрів ТС і її елементів в рамках нових технічних рішень потребує проведення прикладних досліджень, застосування наявних та створення нових методик, а отже відкриває широке поле діяльності як для науковців, так і для інженерів. Саме для вирішення задач цього рівня готує інженерів вітчизняна вища школа.

Без вирішення задач вибору параметрів ТС і її елементів не можлива реалізація цієї ТС, а отже задоволення потреб людини. Проте, прогрес науки і створення конкурентоздатної вітчизняної техніки не можливий без вирішення задач вищих ієрархічних рівнів, адже чим вищий рівень винаходу в зазначеній ієрархії, тим більший економічний ефект можна отримати від його реалізації.

Висновки. Огляд ієрархічних рівнів задач пошуку та вибору технічних рішень в галузі льонарства свідчить про перспективність вирішення творчих інженерних задач вибору функціональної структури, фізичного принципу дії та варіанту технічного рішення для забезпечення технічного прогресу та створення ТС з більшим терміном морального старіння.

Література

1. Шликов М.И. Основные свойства льна / Шликов М.И. – М.: Сельхозиздат, 1936. – (Теория, конструкция и производство сельхозмашин; т.
2. Хайлис Г.А. Теория льнотеребельных аппаратов с поперечными ручьями / Г.А.Хайлис, М.М.Ковалев. – К.: УААН. – 1999. – 90 с.
3. Крагельский И. В. Физико-механические свойства стеблей льна и конопли Крагельский И. В. – М.: ВИСХОМ, 1939 – (Сборник «Свойства с/х растений»).
4. Ковалев, М.М. Анализ динамики льнотеребельных аппаратов с поперечными ручьями [Текст]//Тракторы и сельхозмашины. – 1997. – № 2. – С. 24–27.

5. Налобіна О.О. Льонозбиральні комбайни (основи теорії і розрахунку механізмів та питання експлуатації)/ Олена Олександрівна Налобіна. – Луцьк, РВВ ЛДТУ, 2006. – 208 с.

6. Горбовий А.Ю. Наукові основи вдосконалення адаптивної механізованої технології збирання льону-довгунця: Автореф. дис. ... доктора технічних наук:05.05.11 / А.Ю. Горбовий – К., 2007. – 394 с.

7. Шейченко В.О. Обґрунтування параметрів та режиму роботи льонобрального апарата з поперечними рівчаками: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / В.О. Шейченко. – Львів, 2006. – 173с.

8. Ужегова О.А. Дослідження роботи та обґрунтування параметрів бральних апаратів льонозбиральних машин. 05.20.01 – Механізація с.-г. виробництва [Текст] : автореферат дис. канд. техн. наук / Ужегова О.А. – Луцьк : [б. и.], 1998. – 17с.

9. Юхимчук С.Ф. Обґрунтування параметрів і дослідження роботи льонобральних апаратів з поперечними рівчаками.05.20.01-Механізація с.-г. виробництва [Текст]: автореферат дис. канд. техн. наук / Юхимчук С.Ф. – Луцьк: [б. и.], 1998. – 18с.

10. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учебн пособие для студентов вузов / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 621.793: 620.198: 620.178

© В.М. Голубець, д.т.н., О.В. Білоус, к.т.н., О.Б. Гасій, к.т.н.,
В.І. Степанишин, к.т.н., І.М. Гончар, к.т.н.
Національний лісотехнічний університет

ТРИБОТЕХНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ВАКУУМНОГО ЙОННО-ПЛАЗМОВОГО ПОКРИТТЯ В КОНТАКТІ З ДЕРЕВИНОЮ

В статті наведено методику визначення сили тертя для пари тертя „сталевий індетор - деревина”. Досліджено триботехнічні характеристики процесу тертя інструментальної сталі Р6М5 з вакуумним йонно-плазмовим покриттям з TiN по сухій деревині сосни в залежності від кількості проходів і напряму волокон.

ВАКУУМНЕ ЙОННО-ПЛАЗМОВЕ ПОКРИТТЯ, СИЛА ТЕРТЯ, ІНСТРУМЕНТАЛЬНА СТАЛЬ, СОСНА, ТРИБОМЕТР.

Постановка проблеми. У сучасній деревообробній промисловості спостерігається тенденція до зростання швидкостей різання, підвищення вартості інструменту, що призводить до збільшення витрачання дефіцитних матеріалів і коштів на одиницю випущеної продукції. У зв'язку з цим актуальним є питання підвищення фізико-механічних властивостей інструменту, в першу чергу його твердості, зносостійкості, теплостійкості та міцності. Перспективним напрямом підвищення зносостійкості інструментальних матеріалів є їх поверхнєве зміцнення.

Аналіз останніх досліджень. Йонно-плазмові покриття, що наносяться методом КІБ, знайшли широке застосування для підвищення стійкості металорізального інструменту. Так, покриття з нітриду титану дозволяє зменшити на 20...30 % силу тертя при різанні конструкційних сталей, на 15...20 % - коефіцієнт усадки стружки і зусилля різання, понизити температуру в зоні різання, значно підвищити стійкість інструмента і продуктивність механічної обробки. На сьогоднішній день детально вивчено вплив параметрів процесу КІБ на властивості покриттів і основи, а також працездатність інструментів з покриттями на основі хімічних сполук TiN, ZrN, Mo₂N, TiC та іншими. Дослідженням фізики процесу йонно-плазмового напилення та впливу покриттів на експлуатаційні характеристики матеріалів присвячені роботи В.Г.Падалки, А.А.Етгінганга, А.І.Анікєєва, В.П.Табакова, В.А.Синопальникова, І.І.Аксьонова, А.А.Андрєєва, В.М.Мацевитого, О.В.Соболя, С.В.Малихіна, В.М.Шулаєва та інших. В той же час слід відзначити, що більшість досліджень спрямовано на оптимізацію електрофізичних характеристик процесу та вдосконалення конструкції установок, недостатньо уваги приділяється питанню застосування цих покриттів для зміцнення дереворізального інструменту.

Мета дослідження. Дослідження зносостійкості інструментальних сталей в умовах тертя ковзання в контактi з деревиною представляють певний інтерес з точки зору виявлення можливості застосування йонно-плазмових покриттів для поверхнєвого зміцнення дереворізального інструменту.

Результати дослідження. В якості об'єкта дослідження обрано вакуумне йонно-плазмове покриття з TiN, яке широко використовується для зміцнення металорізального інструменту на установках типу „Булат”. Дане покриття одержували при дотримванні наступних режимних параметрів [1]:

- матеріал випаровувача – Ti;
- струм дуги – 100 А;
- робочий газ – N₂;
- тиск газу – 0,4...0,5 Па;
- опорна напруга – 150 В;
- температура підкладки – 450 °С;
- товщина покриття – 5...6 мкм.

Оцінку триботехнічних властивостей покриття здійснено для пари тертя „сталевий індентор - деревина (сосна)” на трибометрі ТМ-90. Циліндричний індентор діаметром 5 мм з конусом при вершині з радіусом його заокруглення 0,5 мм виготовлено зі сталі Р6М5 з покриттям з TiN. Зразки розміром 32x16x5 мм виготовлено з деревини сосни в сухому стані (вологість 12 %) з поздовжнім і поперечним розміщенням волокон. Основні механічні характеристики зразків:

- границя міцності при розтягу: вздовж волокон – 103 МПа; поперек волокон – 5,4 МПа;
- ударна в’язкість – $4,1 \cdot 10^4$ Дж/м²;
- статична твердість поверхні:
 - а) торцевої – 28 МПа,
 - б) радіальної - 23,5 МПа,
 - в) тангенціальної - 24,5 МПа.

Випробування на трибометрі проведено при навантаженні 0,3 Н і зворотньо-поступальному русі сталевго індентора з середньою швидкістю 0,02 м/с. Силу тертя $F_{тр}$ фіксували при разовому проході індентора ($F_{тр1}$) і після шести проходів ($F_{тр6}$). Переміщення індентора здійснювали за допомогою електродвигуна Д-38Г ($V = 10000$ об/хв), який через редуктор плавно регулював швидкість індентора в межах 10...500 мм/хв. Навантаження індентора здійснювали спеціальними тягарцями через навантажувальний пристрій, що дозволяє ступенево змінювати навантаження від 0,02 Н до 0,5 Н.

В корпусі трибометра на плоских пружинах кріпиться зразок з деревини, який переміщується разом із корпусом по напрямних, але під дією навантаженого індентора і сили тертя, що при цьому виникає, швидкість його руху сповільнюється. Плоскі пружини деформуються, величина їх деформації пропорційна силі тертя. Вимірявши величину деформації пружини, а відповідно і силу тертя, за допомогою швидкодіючого індуктивного датчика моделі 211, який подає електричні сигнали на самописець моделі Н-388-1П, Результати досліджень, які свідчать про вплив йонно-плазмового покриття на триботехнічні показники інструментальної сталі Р6М5, наведено в таблиці [2].

Встановлено, що зі збільшенням часу випробувань сила тертя як при терті вздовж волокон, так і поперек них зростає, тобто $F\delta\delta_1 < F\delta\delta_6$. Очевидно, що зі збільшенням часу випробувань відбувається неодноразова деформація зруйнованих волокон, внаслідок цього слід від індентора, який має вигляд ямки (рис.) набуває сідлоподібної форми. Ця форма сприяє проникненню індентора на певну глибину (на даній породі деревині вона становить 0,014...0,016 мм). Глибину ямок визначали після переміщення індентора по деревині протягом 1 хв вздовж волокон. Краї ямки гладкі.

Таблиця – Результати триботехнічних досліджень пари тертя „сталь – суха деревина (сосна)” ($V = 0,02$ м/с; $P = 0,3$ Н)

Матеріал індентора і тип покриття	Напрямок волокон			
	вздовж		поперек	
	Сила тертя F_{mp} , Н			
	F_{mp_1}	F_{mp_6}	F_{mp_1}	F_{mp_6}
Сталь Р6М5	0,07	0,075	0,08	0,085
Р6М5 + TiN	0,035	0,04	0,04	0,045

Твердість покриття з TiN різко зростає в порівнянні з незміцненою сталлю Р6М5 (7600...7800 проти 2200...2500 МПа), що зменшує значення сили тертя, при цьому глибина лунки збільшується до 0,023...0,025 мм, тобто на 60%.

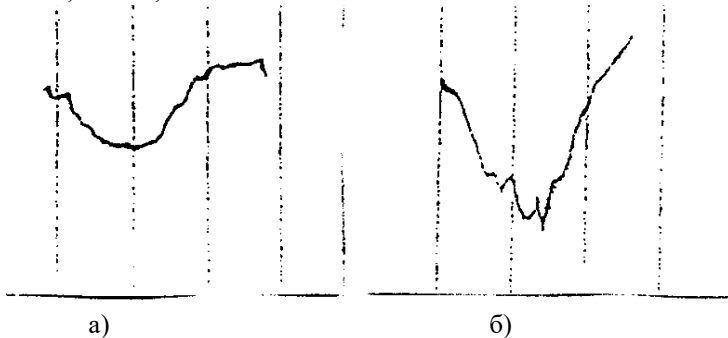


Рис. - Профілограми, зняті зі зразків деревини після випробувань протягом 1 хв при $P = 0,3$ Н і $V = 0,02$ м/с (матеріал зразка – сосна, напрям волокон – вздовж): а – тертя в парі зі сталлю Р6М5; б – в парі зі сталлю Р6М5 + TiN. Вертикальне збільшення – 1000, горизонтальне – 20



Висновки. Результати проведених досліджень свідчать про те, що напилення вакуумних йонно-плазмових покриттів на інструментальні сталі підвищують їх триботехнічні характеристики, і його доцільно використовувати для зміцнення дереворізального інструменту.

Література

1. Голубець В.М., Гасій О.Б., Щуйко Я.В. Захисні властивості і зносостійкість вакуумних йонно-плазмових покриттів. – Львів: ВТФ „Друксервіс”, 2008. – 103 с.

2. Вплив виду нанесеного покриття на триботехнічні властивості ріжучого інструменту / Білоус О.В., Голубець В.М., Юга О.Й., Гасій О.Б. // Наук.вісник: Проблеми деревообробки на рубежі ХХІ століття: наука, освіта, технології. – Львів: Престижінформ. – 1999. – Вип. 9.5. – С. 239-245.

УДК 674.02:621.923

© В.М. Голубець, д.т.н., І.М.Гончар, к.т.н., О.Б. Гасій, к.т.н.,
В.І. Степанишин, к.т.н.
Національний лісотехнічний університет

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОБРОБКИ ДЕРЕВИНИ АБРАЗИВНИМИ КРУГАМИ

В статті проаналізовано особливості теплових процесів при шліфуванні жорсткими абразивними кругами. Експериментально встановлено, що інтенсивне охолодження абразивного круга дозволяє підвищити його стійкість при шліфуванні масивної деревини.

ШЛІФУВАННЯ, ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ, ОХОЛОДЖЕННЯ, АБРАЗИВНИЙ КРУГ, СТІЙКІСТЬ.

Постановка проблеми. Теоретично і експериментально встановлено, що при шліфуванні практично вся механічна енергія мікрорізання окремими абразивними зернами перетворюється в теплову. Ця енергія певним чином розподіляється між оброблюваною деталлю, шліфувальним інструментом, стружкою та охолоджуючим середовищем, якщо таке використовують. Інтенсифікація процесу охолодження різальних зерен та зменшення тертя в зоні їх контакту з оброблюваним матеріалом є актуальною з точки зору підвищення стійкості різального інструменту.

Аналіз останніх досліджень. Згідно з експериментальними даними [1], під час абразивного оброблення металів близько 80% теплоти переходить до оброблюваного матеріалу. Очевидно, що при шліфуванні деревини температурний баланс буде суттєво відрізнятись, оскільки коефіцієнт її теплопровідності є значно нижчим (сталі – $1,1 \dots 1,2 \text{ Вт/м} \times \text{°C}$, деревини – $0,1 \dots 0,2 \text{ Вт/м} \times \text{°C}$) [2].

У металообробці миттєві температури можуть досягати температури плавлення металу [1]. Вони мають позитивний вплив на процес оброблення, оскільки підвищують пластичність оброблюваного матеріалу і значно полегшують процес стружкоутворення.

Згідно з проведеними дослідженнями [3], миттєва температура в зоні контакту активного зерна з деревиною може досягати 1000°C . Однак, вона не має жодного позитивного впливу на процес стружкоутворення, оскільки деревина не відноситься до термопластичних матеріалів. Навпаки, наявність у структурі деревини різних порід різноманітних органічних речовин викликає їх підвищену адгезію до поверхні абразивних зерен під дією високої контактної температури.

Аналіз наукових досліджень абразивного оброблення деревини шліфувальними кругами [4, 5, 6, 7] показує, що хорошу оброблюваність абразивами мають такі породи як дуб, бук, береза. Значно гірше, через часте засалювання абразивного інструмента, обробляються ясень, явір, хвойні породи. Пояснити це можна тим, що ці породи мають у своїй структурі значно більше різноманітних органічних сполук (згідно з даними [2]).

В сучасній науковій літературі можна знайти вагомі доробки щодо аналізу проблем абразивного оброблення металів. Однак, що стосується питання технології обробки деревини абразивними кругами, то варто зазначити досить низький рівень зацікавлення цією проблемою.

Мета досліджень Теплові явища при абразивному обробленні мають вплив, у першу чергу, на зносостійкість та ресурс роботи шліфувального інструмента. Враховуючи неможливість збільшення теплопровідності деревини, шляхи підвищення ефективності її абразивного оброблення слід шукати у підвищенні теплофізичних характеристик абразивної маси кругів, або через інтенсивний відвід теплоти із зони контакту, шляхом використання певних охолоджуючих середовищ та способів охолодження зони контакту. Останній фактор може мати найсуттєвіший вплив на контактну температуру, оскільки при зниженні температури матеріалу його теплопровідність значно зростає.

Результати досліджень. Авторами були проведені дослідження процесу шліфування масивної деревини дуба та ясеня абразивними крутами при їх охолодженні. Дослідження проводилися в умовах ВКФ “Астра” (м. Мукачеве). Для проведення досліджень використовувалися крути з абразиву гранату та карбіду кремнію зернистості 50 і 63 на епоксидно-фенольний зв'язці. Процес шліфування заготовок відбувався на верстаті, який використовується для однопрохідного двохстороннього калібрування-шліфування тонких пластин з клеєної деревини або склопластика. Верстат був оснащений системою подачі води в зону різання для запобігання викиду шкідливого для організму людини пилу при обробці склопластика. Ця система верстата була нами реконструйована і в процесі проведення досліджень верхній абразивний круг, з двох розташованих один над одним, не охолоджувався, а нижній круг проходив через водяну ванну. Для запобігання попадання води на оброблювану заготовку, водяна ванна була відкритою тільки в межах входження в неї абразивного круга. Постійний рівень води в ванні та її охолодження забезпечувався подачею води з трубопроводу та системою переливу.

Проведені дослідження показали, що робочі поверхні верхнього та нижнього абразивних кругів значно відрізнялися вже з перших метрів шліфованої поверхні. Поверхня круга, що охолоджувався, залишалась чистою, а на поверхні верхнього круга відразу з'явилися ділянки забиті відходами шліфування. Здатність до роботи кругів з абразиву карбіду кремнію, що працювали без охолодження була досить низькою (100...150 пог. м прошліфованої поверхні). В аналогічних умовах крути з абразиву гранату мали значну більшу стійкість (800...1000 пог. м). Зовсім протилежною була ситуація у випадку охолодження круга. Стійкість кругів з абразиву гранату збільшувалася в 1,3...1,5 рази, в той час коли стійкість абразивних кругів з карбіду кремнію досягала 2 тис. пог. м. прошліфованої поверхні дуба і біля 1,4 тис. пог. м поверхні ясеня.

Пояснити таке явище можна тим, що завдяки зниженню температури абразивних зерен робочої поверхні круга значно зменшується ймовірність налипання на них зрізаної стружки. Крім цього, змочені абразивні зерна мають нижчий коефіцієнт тертя до оброблюваного матеріалу, що теж сприяє зниженню температури в зоні різання та зменшує швидкість затуплення зерен, що приймають участь в роботі.

Висновки. Проведені попередні теоретичні та практичні дослідження довели, що запропонований спосіб шліфування деревини жорсткими абразивними крутами через охолодження їх робочих

поверхонь є ефективним і заслугоує на подальше більш глибоке вивчення.

Література

1. Лоскутов В.В. Шлифование металлов. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
2. Уголев Б.Н. Древесиноведение с основами лесного товароведения. – М.: Лесная промышленность, 1986. – 368 с.
3. Яцюк А.І. Новый способ механической обработки древесины. – Львов: Вища школа, 1975. – 253 с.
4. Бугаенко Я.П. Разработка рецептуры абразивного инструмента и оптимальных режимов. Шлифование паркетных изделий из древесины / Автореф. дис. канд. наук. – Львов, 1984. – 20 с.
5. Бирюченко Н.В. Разработка абразивных кругов и оптимальных режимов калибрования-шлифования деталей музыкальных инструментов из древесины клена / Автореф. дис. канд. наук. – Львов, 1985. – 23 с.
6. Гончар И.Н. Повышение эффективности абразивной обработки материалов скользящей поверхности лыж / Автореф. дис. канд. наук. – Львов, 1988. – 21с.
7. Голубець В.М., Гончар І.М. До питання особливостей процесу абразивного оброблення деревини // Науковий вісник УкрДЛТУ: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. –2003. – Вип. 13.4. – С.89 - 91.

УДК 630*232

© Л.М. Дацюк, к.т.н., С.Ф. Юхимчук к.т.н., Т.Л. Дацюк
Луцький національний технічний університет
Ю.О. Цикалюк к.т.н.,
Мирогощанський аграрний коледж

СКОБА ДЛЯ ПІДКОПУВАННЯ СІЯНЦІВ З ҐРУНТУ У ЛІСОВИХ РОЗСАДНИКАХ

У статті показано принцип дії розробленої напівнавісної скоби на ґрунт під час підкопування сіяncів. Складено схеми взаємодії активних робочих органів з шаром ґрунту та доведено доцільність використання їх у скобі. Запропоновано варіант виконання скоби з покращеними параметрами.

СКОБА, ЛЕМІШ, ЕЛЕВАТОР, ЛІСОВИЙ РОЗСАДНИК, СІЯНЕЦЬ, ШАР ҐРУНТУ.

Постановка проблеми. Для забезпечення підкопування сіянів з ґрунту, здійснюємо підрізання шару ґрунту, для цієї операції існує цілий ряд машин. Сіянци вирощують у лісових розсадниках, які складаються з кількох відділень – посівного відділення, деревної шкільки та ін. У посівному відділенні вирощують одно-, трирічний садильний матеріал, а в шкільці – великомірний садильний матеріал. Для вирощування садильного матеріалу у розсадниках широко застосовують машини і знаряддя загального призначення (плуги, борони, культиватори, обприскувачі, дощувальні установки тощо), а також спеціальні машини – лісові сівалки: СПН-4, СЛПМ, Литва-25; садильні машини: СШН-3 і ПП 3 5, скоби НВС-1,2 для викопування садильного матеріалу; викопувальний плуг ВПН-2 та копач КСШ-0,3 5.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду встановлено, що є варіанти покращення роботи скоби. Беручи до уваги цей аналіз, вибираємо машину для підкопування сіянів – викопувальну скобу НВС-1,2 і на її базі проводимо вдосконалення. Такі вдосконалення скоби, можливо, будуть достатніми, щоб покращити параметри, але для цього потрібно провести теоретичне дослідження.

Мета дослідження є доведення доцільності встановлення на скобу додаткових активних робочих органів, що діють на шар ґрунту, руйнуючи його структуру і залишаючи кореневу систему сіянів максимально цілою.

Результати дослідження. Леміш скоби забезпечує підкопування ґрунту на глибину залягання коренів сіянів, часткове розпушування підрізаного шару ґрунту, підйом та передача його на елеватор. Також леміш повинен забезпечувати кришіння шару ґрунту для покращення відділення коріння сіянів від частинок ґрунту. Ширина підкопаного шару визначається шириною розміщення сіянів. Тому середня ширина розміщення сіянів не перевищує 1200 мм.

Плоский леміш скоби можна розглядати як простий (двогранний) клин, робочою поверхнею якого є лицева площина. Аналіз роботи простого клина, проведений акад. В.П. Горячкіним, дозволяє описати процес підкопування ґрунтового шару пасивним лемешем.

Розглянемо детальніше вплив клина на шар ґрунту – стискання частинок ґрунту, яке розповсюджується на деяку відстань перед клином. В результаті стискаючої дії в шарі утворюються тріщини,

характер і напрямок яких залежать від властивостей шару та параметрів клина (рис. 1).

Під час підкопування твердого, зв'язного задернілого шару достатньо незначного стискання, щоб утворилася тріщина в горизонтальному напрямку (рис. 1, а). Відбувається відрив шару та переміщення його по клину, причому крива згину шару над лезом симетрична відносно горизонталі та площини лемеша.

Під час підкопування пружного та твердого шару (рис. 1, б) клин, проникаючи в глиб матеріалу, спочатку зминає його, а коли опір змінанню підвищується до деяких меж, сколює шар під певним для кожного матеріалу кутом. Після цього відбувається зсув елемента у вигляді скошеного чотирикутника та підйом його по робочій поверхні лемеша, в той же час продовжується зминання шару перед лемешем та утворення нового елемента.

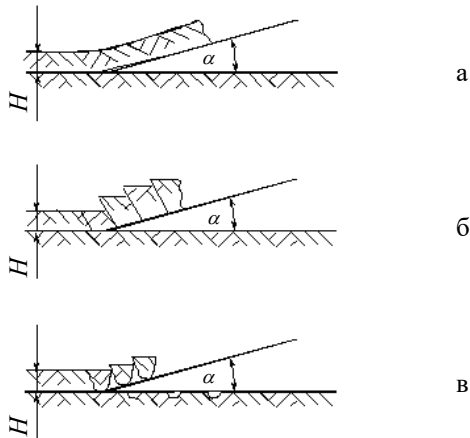


Рис. 1 – Вплив лемеша на підкопаний шар ґрунту: H – товщина шару ґрунту; α – кут нахилу лемеша

Під час підкопування дуже твердих, крихких, пересушених ґрунтів (рис. 1, в) тріщина перед лезом може розповсюджуватися не по горизонталі, а вниз. Стружка утворюється відламуванням окремих брил неправильної форми. Верхня частина такої брили буде гладкою, а нижня утворює неправильну форму.

Таким чином, під час зминання матеріалу плоский клин переміщує частинки перпендикулярно до робочої лицьової поверхні,

тобто під кутом $90^\circ - \alpha$ (рис. 1, а); під час згину – під кутом $90^\circ - \frac{\alpha}{2}$ (рис. 1, б); під час сколювання під деяким постійним кутом (рис. 1, в) та під час злому – під невизначеним змінним кутом.

Під час теоретичного розгляду роботи лемеша (рис. 2) виходимо з того, що лінія коливання 5 перпендикулярна напрямку підвісок. Робимо також припущення, що в процесі коливання кут нахилу підвісок β постійний, тобто нехтуємо відхиленням кута β від середнього значення, так як величина $\Delta\beta$ незначна і складає всього $2-3^\circ$.

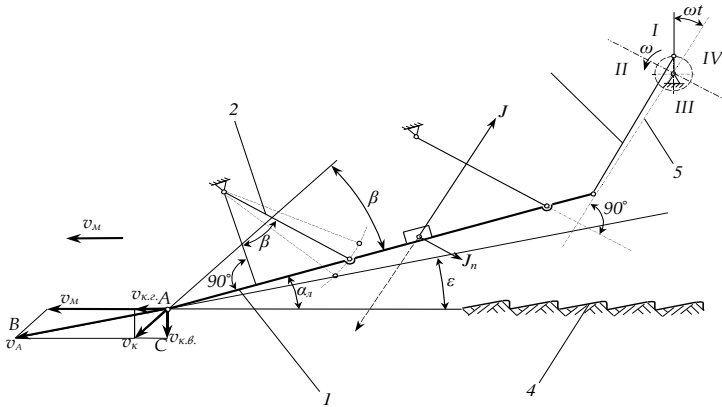


Рис. 2 – Схема для визначення основних конструктивних параметрів активного лемеша: 1 – леміш; 2 – підвіска; 3 – подовжувач; 4 – поверхня ґрунту; 5 – лінія коливання

Припускаємо, що $\beta = \text{const}$, фактично переходимо від коливного руху по дузі до коливного руху по прямій, направленій під кутом $\beta = 30^\circ$ до поверхні лемеша. Тим самим стабілізуємо напрямок тангенціальної сили інерції J і вважаємо, що відцентрова сила $J_n = 0$. Таким чином, сила J завжди діє по лінії, перпендикулярній підвісці, але має змінні значення і направлена вгору при положенні кривошипа в I та IV квадрантах і вниз, коли кривошип рухається в II і III квадрантах. Аналітично це можна записати:

$$J = m\omega^2 r \cos \omega_t, \quad (1)$$

де m – маса частинки, що лежить на лемеші; ω – кутова швидкість кривошипа; r – радіус кривошипа, $r = 40 \text{ і } \text{і}$; ω_t – кут повороту кривошипа.

Кут різання α_p – кут, утворений напрямком руху лемеша та його робочою гранню, по якій рухається підрізаний шар. Для пасивного лемеша:

$$\alpha_\delta = \alpha_{\tilde{e}}, \quad (2)$$

де $\alpha_{\tilde{e}}$ – кут нахилу лемеша до горизонту, $\alpha_{\tilde{e}} = 20^\circ$.

У активного коливного лемеша α_δ залежить як від $\alpha_{\tilde{e}}$, так і від режиму роботи, тобто від швидкості машини v_i та швидкості коливань v_K .

Швидкість коливання лемеша при прийнятих раніше припущеннях направлена під кутом $\beta + \alpha_{\tilde{e}}$ до горизонту і рівна

$$v_K = \omega r \sin \omega t. \quad (3)$$

Під час руху кривошипа в I і II квадрантах ($\omega t = 0 \div \pi$), коли відбувається переважно різання, швидкість v_K направлена вперед (по ходу машини) та вниз, коли ($\omega t = \pi \div 2\pi$) – назад і вгору.

Швидкість переміщення леза лемеша (точки A) відносно ґрунту являє собою векторну суму і направлена під кутом ε до горизонту:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_M + \vec{v}_K. \quad (4)$$

У цьому випадку кут різання: $\alpha_p = \alpha_{\tilde{e}} - \varepsilon$. Зменшення тягового опору порівняно з пасивними лемешами буде мати місце лише за умови:

$$\varepsilon \leq \alpha_{\tilde{e}}. \quad (5)$$

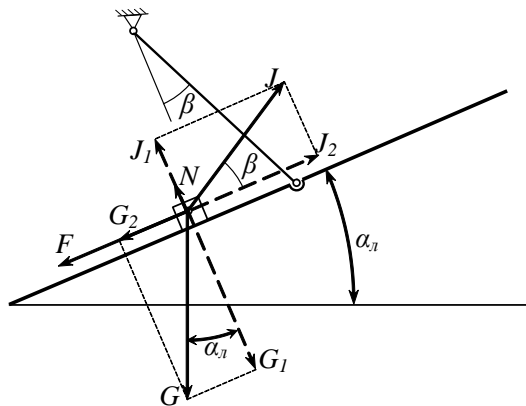


Рис. 3- Сили, які діють на частинку ґрунту, що лежить на поверхні коливного лемеша

Коли $\varepsilon \geq \alpha_{\varepsilon}$ леміш нижньою, неробочою гранню, втискується в ґрунт, виникають додаткові сили, які призводять до підвищення тягового опору, крутного моменту на приводі та до поломок лемеша.

Друга умова зниження тягового опору коливного лемеша у порівнянні з пасивним полягає в підкиданні шару ґрунту в момент підрізання. Підкидання частинок, які лежать на коливному лемеші, буде відбуватися під дією сили інерції J , коли вона направлена вгору від поверхні лемеша за умовою:

$$J_1 \geq G, \quad (6)$$

де J_1 та G_1 – нормальні до поверхні лемеша складові сили інерції J та ваги G частинки.

Так як для зниження тягового опору підкопувача сіялців необхідно забезпечити підкидання в момент початку різання, визначимо фазу повороту кривошипа ω_{i0} , що відповідає початку різання. Різання відбувається тоді, коли сумарний рух лемеша від переносного та коливного переміщень направлений в сторону руху машини. Початок різання відповідає моменту, коли при відносному переміщенні проти ходу машини горизонтальна складова швидкості коливання лемеша $v_{\dot{E}.\dot{A}}$, зменшуючись, досягне величини, яка рівна швидкості машини.

Можна визначити кутову швидкість кривошипа ω_i за заданими параметрами лемеша $\alpha_{\varepsilon}, \beta, r$ та швидкості машини v_1 , під час якої буде забезпечене підкидання шару ґрунту на початку різання, це отримаємо коли: $\omega_i = 60 \tilde{n}^{-1}$. Частота обертання кривошипа:

$$n_i = \frac{\omega_i}{2\pi} = \frac{60}{2 \cdot 3,14} = 9,6 \hat{i} \hat{a} / \tilde{n}. \quad (7)$$

Тоді частота обертів за хвилину: $n = 60n_i = 60 \cdot 9,6 = 576 \hat{i} \hat{a} / \hat{\alpha} \hat{a}$. Знайдене значення частоти коливань лемеша є близьким до оптимальних значень з точки зору зниження тягового опору підкопувача сіялців.

Враховуючи наведені дослідження, використання активного лемеша є доцільним для зменшення тягового опору і кришіння ґрунту, а на відділення ґрунту від коренів сіялців коливання лемеша не впливає, тому ми пропонуємо використати для цього прутково-клавішний елеватор, схема якого приведена на рис. 4.

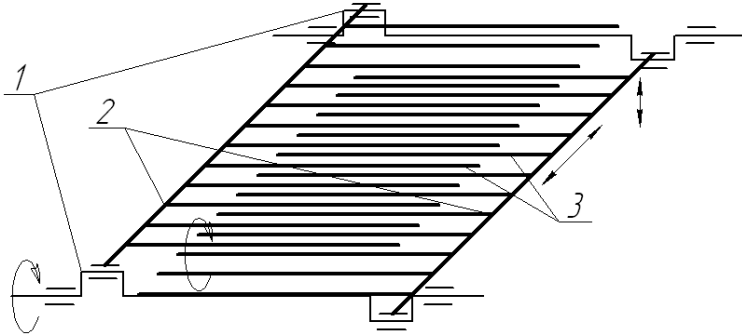


Рис. 4. Схема прутково-клавійного елеватора: 1 – колінвал; 2 – клавіша; 3 – пруток

Елеватор складається з двох решіт, котрі коливаються за допомогою колінчастих валів 1. Решето елеватора містить клавіші 2 і вварені в неї прутки 3. 25 прутків діаметром 10 мм розміщені на клавіші із кроком 30 мм між їхніми осями. Клавіша кріпиться за допомогою верхньої і нижньої головки до коліна вала. Прутки двох клавіш здійснюють круговий рух, обертаючись один навколо двох інших. Під час обертання колінвалів, решета по черзі взаємодіють з шаром ґрунту і корінцями сіяньців, розбиваючи грудки ґрунту і просіюючи його крізь проміжки між прутками, а також забезпечують переміщення сіяньців до виходу з елеватора.

Для проектування сепаруючого робочого органу параметри, що визначають режим роботи, потрібно встановлювати з врахуванням місця розміщення сепаруючого органу у схемі машини. Основними параметрами елеватора є: кут нахилу решіт елеватора α , амплітуда коливань решіт A , частота обертання колінвала n_e , довжина решіт L_p , ширина одного решета b_p .

Оптимальна частота обертання колінчастого вала (в об/хв), що залежить від значень α , A визначається за формулою [1]:

$$n_{opt} = 30 \sqrt{\frac{N \cdot \cos \alpha}{A \cdot \sin \beta}}, \quad (8)$$

де N – коефіцієнт, що визначає час польоту частинки підкинутої решетом. Значення коефіцієнта N приймемо рівним [1]: 1 – коли частинка знаходиться на решеті, не відриваючись від його поверхні; 3,3 – коли час польоту рівний одному оберту колінвала; 6,36 – коли час польоту рівний двом обертам колінвала; 9,47 – коли частинка

знаходиться в польоті при трьох обертах колінвала; β – кут напрямку коливань, що визначається за формулою [1]:

$$\sin \beta = \frac{1}{1 + \sin \alpha} . \quad (9)$$

Згідно даних досліджень [1], кут нахилу решіт до горизонту може змінюватись в межах від 5° до 30° . Приймаємо, що для нашої машини кут нахилу решіт становить 17° .

Конструкційні особливості сепаруючого органа та умови незалипання решіт дозволяють приймати амплітуду коливань із кроком $t_A = 7,5 \text{ мм}$. За [1], найбільш оптимальний режим роботи елеватора, розміщеного за підкопуючим робочим органом, забезпечується при $A = 15 \text{ мм}$.

Тоді, коли $\alpha = 17^\circ$, $A = 15 \text{ мм}$ та $N = 3,3$ частота коливань решіт, обчислена за формулою (1) рівна: $n = 495 \text{ об/хв}$.

Робоча довжина решіт залежить від повноти відділення коріння сіяньців від ґрунту. За [1], при подачі підкопаної маси $60 \dots 80 \text{ т/хв}$, коефіцієнт повноти відділення ґрунту рівний $0,78$. З графіків просіювання [1] при $\eta = 0,78$ довжина решіт складає $0,75 \text{ м}$. Отже, $L_p = 0,75 \text{ м}$.

Для визначення ширини одного решета, необхідно від ширини елеватора відняти зазор δ між прутками одного решета і клявішею другого, котрий не повинен перевищувати 30 мм . Прийmemo, що зазор $\delta = 20 \text{ мм}$. Тоді решето буде мати ширину, яка дозволяє найбільш повно сприймати масу ґрунту. Якщо елеватор буде встановлений на скобі, з шириною підкопуючого лемеша 1200 мм , то при ширині елеватора 1200 мм , ширина решета складе $b_p = 1200 - 20 = 1180 \text{ мм}$.

Висновок. На основі вищеприведеного матеріалу запропонована конструкція напівнавісної скоби з активним коливальним відділяючим елеватором для підкопування сіяньців та відділенням частинок ґрунту з шару ґрунту, звільнюючи коріння сіяньців. Креслення скоби наведено на рис. 5. Ця скоба дозволить забезпечити плавність ходу ґрунтового шару максимально зберігаючи коріння сіяньців від руйнування. Такі вдосконалення значно покращать якість насінневого матеріалу.

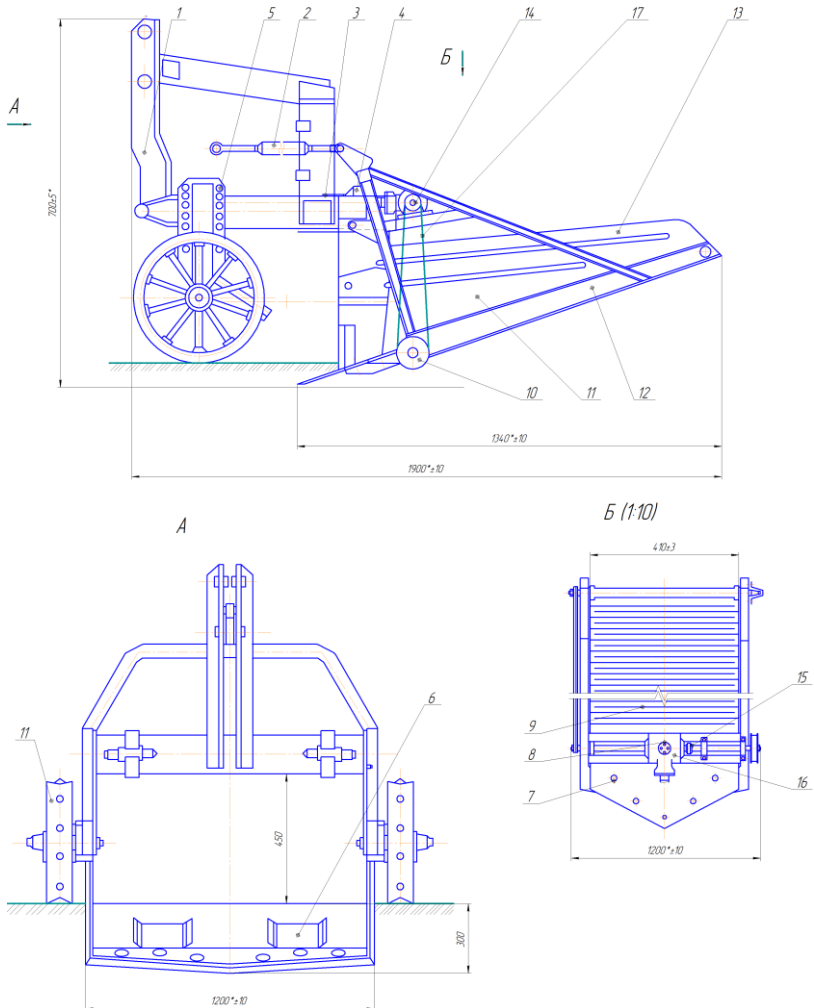


Рис. 5 – Схема розробленої скоби: 1 – начіпний механізм; 2 – тяга; 3 – карданний вал; 4 – захисний кожух; 5 – фіксатор; 6 – подовжувач; 7 – леміш; 8 – редуктор; 9 – елеватор ґрунту; 10 – ведений шків; 11 – опорне колесо; 12 – рама; 13 – захисний щит; 14 – ведучий шків; 15 – муфта втулкова; 16 – гідромотор; 17 – зубчатий пас

Література

1. Система машин в лесном хозяйстве: Учебник для вузов / В.Н. Винокуров, Н.В. Еремин; Под ред. В.Н. Винокурова. – М.: Издательский центр Академия, 2004. – 320 с.
2. І. М. Зима, Т. Т. Малюгін. Механізація лісгосподарських робіт.: Підручник. – 4-е вид., перероб. і доп. – Київ: Фірма “ІНКОС”, 2006. – 488 с.
3. Зима И.М., Малюгин Т.Т., Портной В.Н. Механизация лесомелиоративных работ. – М.: Колос, 1986. – 128 с.
4. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е. Листопад, Г.К. Демидов, Б.Д. Зонов и др. Под общей ред. Г.Е. Листопада. – М.: Агропромиздат, 1986. – 688 с.
5. Машиновикористання в землеробстві / В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос та ін.; За ред. В.Ю. Ільченка. – К.: Урожай, 1996. – 384 с.
6. Хайлис Г.А. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих машин: Учеб. пособие. – К.: УМК ВО, 1980. – 83 с.
7. Хайліс Г.А. Основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин: Навч. Посібник. – Київ: вид-во УСГА, 1992. – 240 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 631.358:633.521

© І.М. Дударев, к.т.н., Н.В. Команда, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАННО-ВАЛЬЦЬОВОГО МОЛОТИЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

У статті представлені результати теоретичних досліджень з визначення енергетичних параметрів барабанно-вальцьового молотильного пристрою стрічки льону олійного.

ПОТУЖНІСТЬ, БАРАБАННО-ВАЛЬЦЬОВИЙ МОЛОТИЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, ВЕРХІВКОВА ЧАСТИНА СТРІЧКИ, ЛЬОН.

Постановка проблеми. Основною складовою урожаю льону олійного є насіння. Для збирання цієї культури відсутня спеціалізована техніка, тому у господарствах для цього використовують

зернозбиральні комбайни. Використання зернозбиральних комбайнів для збирання льону олійного призводить до значних втрат та пошкодження насіння. Крім того, такий спосіб збирання унеможливає подальшу переробку стеблової частини урожаю з метою одержання волокна. Таким чином, розробка та обґрунтування параметрів молотильного пристрою спеціалізованого комбайна для збирання льону олійного є надзвичайно актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вітчизняними та закордонними науковцями запропоновано різноманітні конструкції молотильних пристроїв для стрічки льону та проведено обґрунтування їх параметрів [1–4]. Разом з тим, запропонована конструкція барабанно-вальцьового молотильного пристрою [5], що потребує подальших досліджень з метою обґрунтування її параметрів.

Мета дослідження – визначення енергетичних параметрів барабанно-вальцьового молотильного пристрою.

Результати дослідження. Для визначення сили нормального тиску P вальця на верхівкову частину стрічки льону припустимо, що нормальний тиск розподілений рівномірно для точок контакту вальця з стрічкою. Елементарна сила нормального тиску визначається за виразом [6]:

$$dP = p_B b_B r_B d\alpha, \quad (1)$$

де p_B – нормальний тиск вальця на верхівкову частину стрічки, Па; b_B – довжина зони контакту вальця з верхівковою частиною стрічки, м; r_B – зовнішній радіус вальця, м; $d\alpha$ – елементарний кут захвату стрічки вальцем, град.

Розташуємо в точці O_2 , що розміщена на осі обертання вальця, початок системи координат xO_2y таким чином, як показано на рис. 1. Визначимо проекції елементарної сили нормального тиску на осі x та y :

$$dP_x = dP \sin \alpha, \quad (2)$$

$$dP_y = dP \cos \alpha. \quad (3)$$

У результаті інтегрування виразів (2) та (3), отримаємо:

$$P_x = \int_0^\alpha p_B b_B r_B \sin \alpha d\alpha = p_B b_B r_B (1 - \cos \alpha), \quad (4)$$

$$P_y = \int_0^\alpha p_B b_B r_B \cos \alpha d\alpha = p_B b_B r_B \sin \alpha. \quad (5)$$

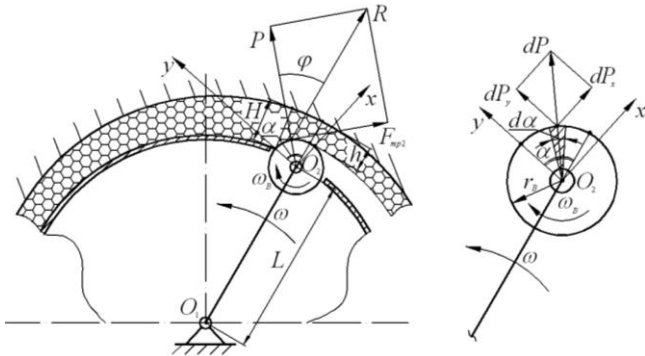


Рис. 1 – Схема до визначення сили нормального тиску вальця на верхівкову частину стрічки льону

Сила нормального тиску вальця на верхівкову частину стрічки становитиме:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = 2p_B b_B r_B \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right). \quad (6)$$

Сила тертя між вальцем та верхівковою частиною стрічки:

$$F_{mp2} = fP = 2fp_B b_B r_B \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right). \quad (7)$$

Рівнодійна сили нормального тиску вальця та сили тертя:

$$R = \sqrt{P^2 + F_{mp2}^2} = 2p_B b_B r_B \sqrt{1 + f^2} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right). \quad (8)$$

Момент сили тертя відносно миттєвої осі обертання вальця можна виразити через момент реакції R [7]:

$$M_f = R\rho_R = Rr_B \sin\varphi, \quad (9)$$

де M_f – момент сили тертя відносно миттєвої осі обертання вальця, Н·м; ρ_R – плече рівнодійної сили R , Н; φ – кут тертя, град.

Під дією зовнішнього тиску в сіно-соломистих матеріалах виникають внутрішні напруження [8,9]. Внутрішні нормальні напруження матеріалу під вальцем у напрямку стиску рівні тиску вальця на матеріал і визначаються за залежністю [9]:

$$p_B = E\varepsilon = E\left(1 - \frac{h}{H}\right) = E\left(1 - \frac{1}{k}\right), \quad (10)$$

де E – модуль пружності (деформації [4]), Па; ε – відносна деформація верхівкової частини стрічки льону ($\varepsilon = (H - h) / H$), відносних од.; h – товщина верхівкової частини стрічки льону після проходження вальця, що рівна величині зазору між вальцем та опорною поверхнею, м; H – початкова товщина верхівкової частини стрічки льону перед вальцем, м; k – коефіцієнт ущільнення верхівкової частини стрічки льону.

Нехай кочення вальця верхівковою частиною стрічки льону відбувається без ковзання (кутова швидкість обертання вальця є постійною величиною), тоді справедлива рівність:

$$(r_B + L)\omega = r_B\omega_B, \quad (11)$$

де L – відстань від осі обертання барабана O_1 до осі обертання вальця O_2 , м; ω – кутова швидкість обертання барабана, рад/с; ω_B – кутова швидкість обертання вальця, рад/с.

З рівності (11) визначимо кутову швидкість обертання вальця:

$$\omega_B = \frac{(r_B + L)\omega}{r_B}. \quad (12)$$

Потужність, що затрачається на площення стрічки вальцем, доцільно визначати для місця найбільшого ущільнення стрічки (за найбільшого значення коефіцієнта ущільнення верхівкової частини стрічки k), тобто у кінці робочої зони барабана, оскільки тут вона приймає найбільше значення. З врахуванням викладеного вище потужність, що затрачається на площення верхівкової частини стрічки льону одним вальцем пристрою, складе:

$$W_n = M_f(\omega_B - \omega), \quad (13)$$

де W_n – потужність, що затрачається на площення верхівкової частини стрічки льону одним вальцем пристрою, Вт.

Після підстановки у вираз (13) залежностей (8), (9), (10) та (12), отримаємо:

$$W_n = 2E \left(1 - \frac{1}{k}\right) b_B r_B \omega L \sqrt{1 + f^2} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \sin\varphi. \quad (14)$$

Якщо прийняти, що потужність, яка затрачається на площення верхівкової частини стрічки льону, для усіх вальців однакова, незалежно від місця перебування їх вздовж робочої зони барабана, тобто знехтувати зміною внутрішнього радіуса опорної поверхні, тоді потужність, яка затрачається на площення верхівкової частини стрічки льону вальцями, що одночасно перебувають в межах робочої зони барабана, становитиме:

$$W_{н\sigma} = 2E \left(1 - \frac{1}{k} \right) n_{вз} b_B r_B \omega L \sqrt{1 + f^2} \sin \left(\frac{\alpha}{2} \right) \sin \varphi, \quad (15)$$

де $W_{н\sigma}$ – потужність, що затрачається на плющення верхівкової частини стрічки льону вальцями, що одночасно перебувають в межах робочої зони барабана, Вт; $n_{вз}$ – кількість вальців пристрою, що одночасно перебувають в межах робочої зони барабана, шт.

Висновок. Отримані теоретичним шляхом залежності дозволяють визначити потужність, що затрачається на плющення верхівкової частини стрічки льону олійного барабанно-вальцьовим молотильним пристроєм.

Література

1. Круглення В.Е. Обоснование параметров бильного аппарата для усовершенствования процесса обмолота ленты льна / В.Е. Кругления, М.В. Левкин // Энергоресурсосберегающие технологии и технические средства для их обеспечения в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых – Минск, 2010. – С. 131-134.
2. Пат. № 54714 Україна, МПК А01D45/06. Льонопідбирач-молотарка / В.А. Сай, Т.О. Кузьміна, В.І. Макаєв, В.Ф. Дідух. Заяв. 16.04.10; опубл. 25.11.10; Бюл. № 22.
3. Селезньов Д.Е. Аналіз конструкцій очісувальних апаратів / Д.Е. Селезньов // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2010. – С. 298-305.
4. Дударев І.М. Теоретичні основи розрахунку машин для універсальної технології збирання та післязбиральної обробки льону: Монографія / І.М. Дударев. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013. – 164 с.
5. Пат. № 99191 Україна, МПК А01 D45/06. Молотарка льону-довгунця / Дударев І.М.; Заяв. 01.11.2010; опубл. 25.07.2012; Бюл. № 9.
6. Абликов В.А. Элементы теории процесса проката стеблей томатов планетарными вальцами / В.А. Абликов, М.Н. Вдовиченко, М.Н. Тимофеев // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета, № 6(04), июнь, 2004 [Електронний ресурс]. – Режим доступу до журн.: <http://ej.kubagro.ru/2004/04/07/>
7. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: Підручник / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 661 с.

8. Голуб Г.А. Механіко-технологічне обґрунтування технічних засобів для агропромислового виробництва їстівних грибів: дис....д-ра техн. наук: 05.05.11 / Г.А. Голуб. – Глеваха, 2005. – 422 с.

9. Хайліс Г.А. Механіка рослинних матеріалів: Навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Ю.В. Федорусь. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – 302 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.01.62.50

© И.П. Забронець, В.В. Ричко, Н.П. Ярошевич, д.т.н.
Луцкий национальный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ПУСКА КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ С ДВУМЯ ИНЕРЦИОННЫМИ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯМИ

Исследована динамика прохождения зоны резонанса вибромашинной с двумя самосинхронизирующимися дебалансными возбудителями, установленными на несущем теле с одной степенью свободы. Получены выражения для вибрационных моментов (средних значений добавочной динамической нагрузки на ротор электродвигателя, вызванной колебаниями несущего тела), дополняющие уже известные результаты для колебательной системы с одним вибровозбудителем.

ВИБРАЦИОННАЯ МАШИНА, ДЕБАЛАНСНЫЙ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ, САМОСИНХРОНИЗАЦИЯ, РЕЗОНАНСНАЯ ЗОНА, ВИБРАЦИОННЫЙ МОМЕНТ

Постановка проблемы. Вибрационные машины с инерционными самосинхронизирующимися вибровозбудителями – грохоты, конвейеры, питатели, мельницы и др. изготавливаются значительными сериями и успешно работают в самых различных отраслях промышленности [1, 2]. Основные их проблемы проявляются при пуске и выбеге. В частности, во время разбега при прохождении дебалансным возбудителем зоны резонанса возможно “застывание” частоты вращения ротора двигателя (если его мощность не превышена) вблизи частоты собственных колебаний, то есть проявление эффекта

Зоммерфельда. В этом случае в системе могут возникнуть значительные колебания и, соответственно, существенно возрасти динамические нагрузки на элементы конструкции. Кроме того, для разбега дебалансного вибровозбудителя требуется мощность электродвигателя, в несколько раз больше необходимой для работы в установившемся режиме; к тому же, во время пуска тяжелых вибрационных машин с приводом от асинхронных электродвигателей ударный пусковой ток отрицательно влияет на питающую электросеть.

Анализ последних исследований и публикаций.

Прохождение зоны резонанса неуравновешенным ротором рассматривалось различными методами во многих работах, обзор которых можно найти в [1, 3-5]. В [1, 4] показано, что теоретическое объяснение и количественное описание известных закономерностей, имеющих место при проявлении эффекта Зоммерфельда, относительно просто получается путем использования метода прямого разделения движений; для случая одного инерционного вибровозбудителя, установленного на несущем теле с одной степенью свободы наведены выражения для вибрационного момента, действующего на неуравновешенный ротора при прохождении зоны резонанса; в [7] – для возбудителя, установленного на твердом теле с плоскопараллельным движением.

Цель исследования. Сравнение процессов прохождения зоны резонанса вибромашинами с одним дебалансным возбудителем и двумя самосинхронизирующимися возбудителями, а также улучшение динамических и энергетических характеристик таких машин.

Постановка задачи. Большинство особенностей постановки и решения задач о самосинхронизации механических возбудителей, а также многие закономерности ее проявления могут быть выяснены на простейшей системе – два возбудителя на несущем теле с одной степенью свободы (рис. 1). Несущее тело 1 (вибрирующий рабочий орган) считается твердым телом, которое может перемещаться вдоль фиксированного направления x . С неподвижным основанием 2 несущее тело связано системой упругих жесткостью c_x и демпфирующих элементов с коэффициентом вязкого сопротивления β_x . На нем установлено два дебалансных вибровозбудителя 3, приводимых во вращение независимыми асинхронными электродвигателями 4.

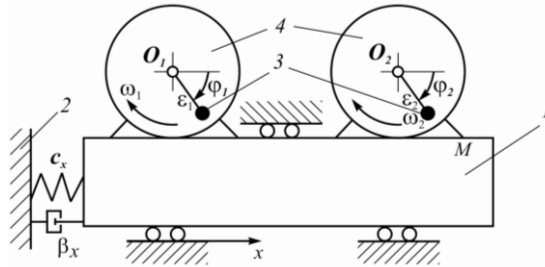


Рис. 1. – Схема колебательной системы

Уравнения движения системы запишем в виде

$$I_i \ddot{\varphi}_i = L_i(\dot{\varphi}_i) - R_i(\dot{\varphi}_i) + m_i \varepsilon_i (\ddot{x} \sin \varphi_i + g \cos \varphi_i), \quad (i = 1, 2), \quad (1)$$

$$M \ddot{x} + \beta_x \dot{x} + c_x x = \sum_{i=1}^2 m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i), \quad (2)$$

где x – координата несущего тела; M – масса несущего тела; φ_i – угол поворота ротора i -го возбудителя; m_i, ε_i, I_i – соответственно, масса i -го возбудителя, его эксцентриситет и момент инерции; $L(\dot{\varphi}_i), R(\dot{\varphi}_i)$ – вращающий момент i -го двигателя и момент сил сопротивления вращению, g – ускорение свободного падения.

Методика исследования. Для исследования движения роторов возбудителей при прохождении зоны резонанса воспользуемся методом прямого разделения движений [1]. В соответствии с основной предпосылкой метода предположим, что рассматриваемые движения системы могут быть представлены в виде $\varphi_i = \omega_i t + \alpha_i$, $x = x(t, \omega t)$, где $\omega_i = \omega_i(t)$ – медленно изменяющаяся функция времени; α_i – постоянные, начальные фазы вращения; x – быстрые функции времени, причем они являются 2π -периодическими по $\tau = \omega t$ и их среднее значение за этот период равно нулю. Такое представление решений уравнений системы (1) при исследовании прохождения роторами зоны резонанса, когда имеет место проявление эффекта Зоммерфельда, и, соответственно, частота вращения роторов $\dot{\varphi}_i$ изменяется относительно медленно, представляется правомерным. Тогда в рассматриваемом приближении несложно получить уравнения медленных движений роторов возбудителей при прохождении зоны резонанса в виде, полученном в [1]

$$I_i \dot{\varphi}_i = L_i(\omega) - R_i(\omega) + V_i(\omega), \quad (3)$$

где
$$V_i(\omega) = \frac{m_i \varepsilon_i \omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \sin \omega t \, d\tau. \quad (4)$$

Здесь $V_i(\omega)$ – так называемый, вибрационный момент [1].

Отметим, при получении уравнения (3) выполнена линеаризация выражений $L_i(\varphi_i)$, $R_i(\varphi_i)$, как в [1], вблизи значения $\varphi_i = \omega$ (где ω – частота “застывания” ротора при разбеге).

Результаты исследований. Пусть параметры возбудителей одинаковы и они вращаются в зоне резонанса в одном направлении с одинаковыми угловыми скоростями и сдвигом фаз, равным нулю, то есть $\varphi_i = \omega t$. Тогда с учетом (4), формулу для тормозящего вибрационного момента, который действует на ротор каждого из возбудителей при прохождении зоны резонанса, представим в виде

$$V_1(\omega) = V_2(\omega) = -\frac{1}{2} F_1 A_1 \sin \gamma_1 = \frac{1}{2} V \quad (5)$$

где $m\varepsilon = 2m_i \varepsilon_i$; $F_i = m_i \varepsilon_i \omega^2$; $A_i = \frac{A}{2} = \frac{m\varepsilon}{2MB_x}$; $B_x = \sqrt{(1 - \lambda_x^2)^2 + 4n_x^2}$;

$$n_x = \frac{\beta_x}{2M\omega}; \quad \lambda_x = \frac{p_x}{\omega}; \quad p_x = \sqrt{\frac{c_x}{M}}; \quad \sin \gamma_1 = -\frac{2n_x}{B_x}.$$

Здесь V – вибрационный момент, полученный в [1] для случая колебательной системы с одним возбудителем, имеющим статический момент $m\varepsilon$. Величина A_i представляет собой амплитуду вынужденных колебаний несущего тела при равномерном вращении возбудителей, описываемых выражением $x = 2A_i \cos(\omega t + \gamma_1)$.

Таким образом, в случае привода вибромашины от двух синфазно вращающихся одинаковых возбудителей, максимальная динамическая нагрузка на ротор каждого электродвигателя при его пуске будет в два раза меньше, чем при использовании только одного возбудителя с двойным статическим моментом, т.е. при той же амплитуде вынужденных колебаний. При этом, конечно, суммарная динамическая нагрузка и, соответственно, необходимая мощность электропривода в обоих случаях одинаковы.

Пусть при тех же прочих условиях имеет место некоторый начальный, небольшой сдвиг фаз $\alpha_{12} = \alpha_1 - \alpha_2$ между роторами возбудителей, т.е. $\varphi_1 = \omega t$, $\varphi_2 = \omega t - \alpha_{12}$. Заметим, что перед пуском электродвигателей дебалансы занимают максимально нижнее

вертикальное положение, при этом сдвиг фаз между ними (если он имеет место) может быть лишь достаточно малым.

В рассматриваемом случае, с учетом решения уравнений колебаний несущего тела (2) в виде $x = A_1 \cos(\omega t + \gamma_1) + A_2 \cos(\omega t + \gamma_2 - \alpha_{12})$, (тут $A_1 = A_2$, $\sin \gamma_1 = \sin \gamma_2$) и, принимая во внимание, что угол α_{12} является малым, получаем выражение для вибрационных моментов, которые действуют на опережающий и отстающий роторы возбудителей в форме

$$V_{1,2}(\omega) = \frac{1}{2} V(1 \text{ m } \Delta), \quad (6)$$

$$\text{где } \Delta = \frac{1}{2} \alpha_{12} \text{ctg } \gamma_1; \quad \cos \gamma_1 = \frac{\lambda^2 - 1}{B_x}.$$

Отметим, что согласно результатам моделирования процесса разбега, “застывание” скорости роторов обоих возбудителей происходит в один и тот же момент времени; в рассматриваемый период разбега ротора возбудителя угол γ_1 близок к 90° .

Несложно показать, что в случае, когда угловые скорости роторов возбудителей несколько различны между собой, можно прийти к предыдущему результату – к выражениям для вибрационных моментов в виде (6).

Таким образом, из (6) следует, что в случае малого сдвига фаз или небольшого различия между скоростями вибровозбудителей, до резонанса ($\omega < p_x, \gamma_1 < 90^\circ$) на опережающий возбудитель будет действовать несколько больший вибрационный момент, чем при отсутствии сдвига фаз, а на возбудитель, который отстает – немного меньший. После резонанса ($\omega > p_x, \gamma_1 > 90^\circ$) – наоборот: на опережающий – меньший, на отстающий – больший. Что естественно, отстающий вибровозбудитель ощущает последствия прохождения резонансной зоны опережающим возбудителем – при отстающем возбудителе уже имеет место некоторая «раскачка» колебательной системы. При этом, чем значительнее сдвиг фаз между роторами, тем заметнее будет разница в значениях вибрационных моментов: опережающий возбудитель будет тормозиться все меньше, а отстающий – все более. Вследствие этого возрастет амплитуда резонансных колебаний несущего тела и продолжительность переходного процесса.

Обобщая результаты на случай колебательной системы с несколькими степенями свободы, можно сделать вывод, что

взаимосвязанные собственные частоты желателно выбирать близкими по значению, и, тем самым уменьшить, последствия процесса «раскачки» системы на разбег возбудителей.

Представление вибрационного момента (5) через амплитуду вынужденных колебаний A делает очевидным то, что в случае пуска сначала электродвигателя одного возбудителя со статическим моментом $m_1 \varepsilon_1 = m\varepsilon/2$, резонансный вибрационный момент, который будет тормозить его ротор, окажется в два раза меньшим, чем в случае одновременного пуска обоих возбудителей, т.е. $V_1(\omega) = \frac{1}{4}V$.

Следовательно, и мощность первого двигателя, выбираемая из условий пуска, может быть взята в два раза меньшою. К тому же, поскольку пускается только один двигатель, пусковой ток в питающей электросети будет существенно меньшим (почти в 2 раза), чем в случае одновременного пуска обоих двигателей. После выхода на установившийся режим движения первого двигателя и при последующем включении второго, максимальный момент, который будет тормозить его ротор, также будет иметь величину $V_2(\omega) = \frac{1}{4}V$ (в

рассматриваемом приближении), т.е. есть будет в два раза меньшим, чем в случае одновременного разбега обоих возбудителей. При этом, опять-таки, поскольку пускается только один электродвигатель, пусковой ток в сети будет существенно меньшим, чем при базовом варианте.

Проведенное аналитическое исследование обнаружило хорошую согласованность с результатами численного моделирования (рис. 2, 3). Моделирование выполнено в программной среде Maple с учетом динамической модели асинхронного электродвигателя, используемой в работе [5].

На рис. 2 продемонстрированы изменения во время разбега моментов двигателя, сил сопротивления вращению и вибрационного момента для колебательной системы с одним дебалансным возбудителем с параметрами: $M = 330 \hat{e}\hat{a}$; $m = 30 \hat{e}\hat{a}$; $\varepsilon = 0,044 \hat{i}$; $I = 0,172 \hat{e}\hat{a} \cdot \hat{i}^2$; $\tilde{n}_o = 75 \cdot 10^4 \hat{I} / \hat{i}$; $\beta_x = 1120 \hat{e}\hat{a} / \tilde{n}$; при этом использовались трехфазные асинхронные двигатели серии 4А с синхронной частотой вращения $n_c = 1500 \hat{i} \hat{a} / \hat{i} \hat{e}\hat{i}$ мощностью $P = 2,2 \hat{e}\hat{A}\hat{d}$.

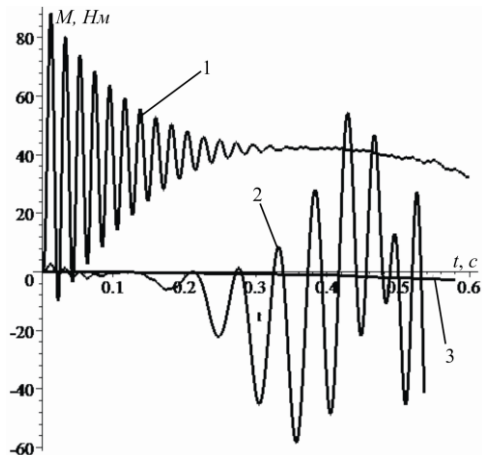


Рис. 2. – Изменение во времени для вибромашины с одним возбудителем: 1 – моментов двигателя; 2 – вибрационного момента; 3 – сил сопротивления вращению

Согласно приведенным графикам, при прохождении зоны резонанса ($t = 0,15 - 0,42 \text{ с}$) динамическая нагрузка на ротор электродвигателя существенно возрастает; так среднее значение тормозящего вибрационного момента увеличивается приблизительно до 25 Ї , максимальное – до 58 Ї (обратим внимание, что пусковой момент двигателя составляет 41 Ї). Для вибромашины с двумя одинаковыми возбудителями ($m_1 = m_2 = m/2$, $I_1 = I_2 = I/2$, $P_1 = P_2 = P/2$, все остальные параметры системы прежние) вибрационные моменты, действующие на роторы двигателей одинаковы (рис. 3, кривые 1, 2 совпали), при этом их величины в сравнении с моментом на рис. 2, уменьшились приблизительно вдвое.

Из сравнения кривых 1, 2 с кривою 3 (рис. 3) следует, что в случае пуска сначала одного из двух двигателей, величина вибрационного момента уменьшается еще почти в два раза. Так, среднее значение тормозящего вибрационного момента приблизительно составляет 6 Ї , максимальное – всего 14 Ї , то есть почти в четыре раза меньше, чем для привода машины от одного мощного электродвигателя.

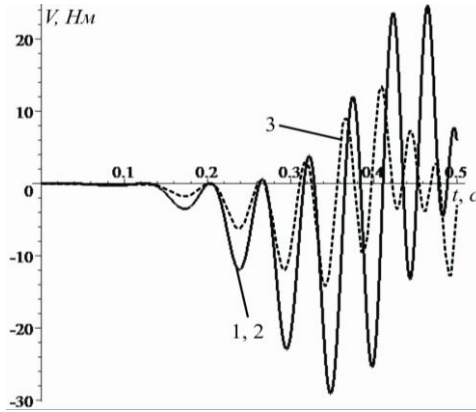


Рис. 3. – Изменение во времени вибрационных моментов для вибромашины с двумя возбудителям: 1,2 – при одновременном их пуске; 3 – в случае пуска одного из них

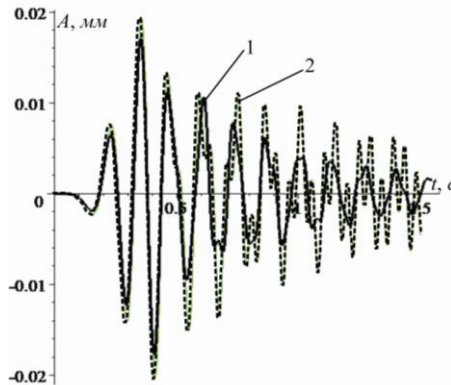


Рис. 4. – Изменение амплитуды резонансных колебаний несущего тела в случае: 1 – синфазного вращения возбудителей; 2 – наличия сдвига фаз между возбудителями

В случае малого начального сдвига фаз на опережающий возбудитель в зоне резонанса действует меньший тормозной вибрационный момент, на возбудитель, который отстает – больший. Увеличение начального сдвига фаз (или различия между параметрами возбудителей, двигателей) приводит к увеличению разницы между значениями моментов; при этом несколько возрастает амплитуда резонансных колебаний несущего тела и продолжительность переходного процесса (рис. 4).

Выводы. Установлено, что незначительный сдвиг фаз, как и небольшая разница между угловыми скоростями роторов возбудителей, приводят к ухудшению процесса пуска вибромашин с самосинхронизирующимися возбудителями. Следовательно, наилучшим с точки зрения динамики разбега, есть обеспечение равенства скоростей возбудителей и отсутствие сдвига фаз между ними; т.е. параметры возбудителей и их двигателей должны быть одинаковыми, а в случае нескольких степеней свободы колебательной системы, желательно чтобы возбудители были симметрично расположены. Для таких систем взаимосвязанные собственные частоты рекомендуется выбирать близкими по значению для уменьшения влияния последствий «раскачки» системы от прохождения возбудителем низшей частоты на прохождение высшей частоты. Показано, что раздельный пуск двигателей должен заметно снизить их мощность, а также значительно уменьшить пусковой ток в электросети. Возможность уменьшения мощности электропривода и величины пускового тока являются дополнительными важными преимуществами использования явления самосинхронизации механических возбудителей в вибрационных машинах и устройствах.

Литература

1. Blekhman I.I. *Vibrational Mechanics* / I.I. Blekhman Singapore at al.: World Scientific. – 2000. – 509 p. – Bibliogr.: P. 87-507.
2. Франчук В.П. Использование самосинхронизации в горных вибрационных машинах / В.П. Франчук, С.В. Савлук // *Вибрации в технике и технологиях*. – 2004. – №1 (33). – С.12-14. – Библиогр.: С. 363-384.
3. Fildin A. *Nonlinear Oscillations in Mechanical Engineering*. Berlin, Heidelberg. Springer-Verlag, 2006. – 358 p. – Bibliogr.: p. 347-354.
4. Блехман И.И. Медленные движения в системах с инерционным возбуждением колебаний / И.И. Блехман, Д.А. Индейцев, А.Л. Фрадков // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. РАН. – 2008. – №1. – С. 25-32. – Библиогр.: С. 31-32.
5. Блехман И.И. Переходные режимы в инерционно-возбуждаемых послерезонансных вибрационных устройствах с несколькими степенями свободы несущей системы / И.И. Блехман, Н.П. Ярошевич. – В сб. *Нелинейные проблемы теории колебаний и теории управления*. – *Вибрационная механика*. ИПМаш РАН. – СПб.: Наука, 2009. – С. 215-238. – Библиогр.: С.237-238.

УДК 631.363.2:633.521

М.М. Ковальов, д.т.н.

Всеросійський науково-дослідний інститут механізації льонарства

О.В. Назарівський, М.М. Товстушко, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ РУЛОНУ З ПАЛЬЦЯМИ РУЛОНОВОЗА

У статті наведено результати аналізу взаємодії рулону з пальцями рулоновою. Дані залежності для визначення сил, які діють на рулон та пальці рулоновою.

РУЛОНОВОЗ, ПАЛЕЦЬ, СИЛА, РУЛОН, ЦЕНТР МАС.

Постановка проблеми. Найбільш важливим і трудомістким етапом вирощування льону є його збирання. Лише за вчасного та якісного проведення збиральних робіт можна уникнути великих кількісних і якісних втрат льонопродукції. Підвищення якості виконання технологічних операцій збирання льону за допомогою льонозбиральних машин на основі розроблення нових та вдосконалення наявних робочих органів є важливим завданням льонарської галузі сільського господарства.

У сучасних умовах уся льонотреста в Україні готується в господарствах на льоновищі у стрічках, які підбираються рулонними прес-підбирачами для формування циліндричних тюків – рулонів. Сформовані рулони зі стеблової стрічки льону на полі збираються спеціальними машинами – рулоновоюми. Пальці є основними робочими органами рулоновою, які повинні забезпечувати надійне утримання рулону без значних пошкоджень стебел льону. Завдання рулоновою полягає в навантаженні, транспортуванні та розвантаженні рулонів льону. Для надійного виконання цих операцій необхідно визначити сили, які діють на пальці такої машини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про значний обсяг робіт з питань механізації навантаження, перевезення і транспортування рулонів сільськогосподарських матеріалів [1-5], але цілий ряд важливих питань залишилися поза увагою дослідників. Так, раніше не проводилось системне обґрунтування параметрів таких машин з урахуванням сил, які діють на пальці рулоновою.

Мета дослідження – визначити сили, які діють на пальці рулоновою під час його усталеної роботи.

Результати дослідження. Для визначення сил, які діють на пальці рулоновою в результаті взаємодії з рулоном, розглянемо схему

на рис. 1. Тут представлено січення рулону в площині його центра мас C_p , в якому прикладена сила тяжіння рулону G_p , а також зображено січення лівого та правого пальців розробленої машини. Рулон знаходиться в рівновазі, спираючись в точках A_1 і A_2 на пальці. Тобто, розглядаємо роботу рулоновоза під час перевезення ним рулону з одного місця на полі в інше. Причому рулон зі стеблової стрічки льону розглядаємо як тверде тіло циліндричної форми, а сам рулоновоз рухається прямолінійно, поступально та рівномірно.

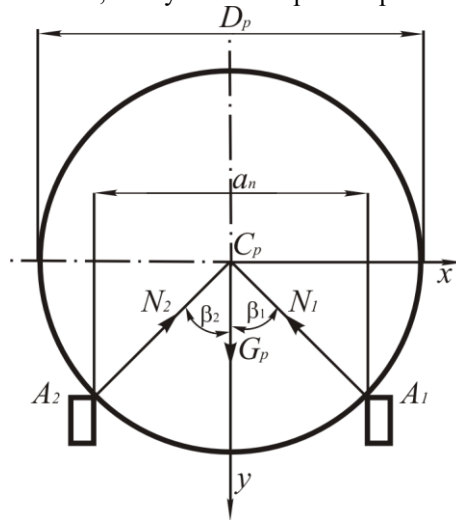


Рис. 1 – Січення рулону в площині його центра мас C_p

Згідно відомої теореми про три сили із курсу теоретичної механіки [6], якщо вільне тверде тіло знаходиться в рівновазі під дією трьох непаралельних сил, що лежать в одній площині, то лінії дії цих сил перетинаються в одній точці. В нашому випадку лінії дії сил перетинаються в точці C_p , тобто сили реакції пальців N_1 і N_2 направлені по лініям A_1C_p і A_2C_p . Вертикальна лінія, яка проходить через точку C_p знаходиться по середині точок A_1 і A_2 .

Позначимо між лінією A_1C_p і вертикаллю y кут β_1 , а між лінією A_2C_p і вертикаллю y кут β_2 , як це показано на схемі рис. 1.

Синус кута β_1 рівний $\frac{\frac{a_n}{2}}{\frac{D_p}{2}} = \frac{a_n}{D_p}$, а синус кута β_2 також рівний

$$\frac{\frac{a_n}{2}}{\frac{D_p}{2}} = \frac{a_n}{D_p}, \text{ звідси } \beta_1 = \beta_2.$$

Проведемо систему координат x_{C_p} у так, як показано на схемі рис. 1. Спроєкуємо сили на вісі x та y і складемо рівняння рівноваги рулону під дією прикладених сил:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= -N_1 \cdot \sin \beta_1 + N_2 \cdot \sin \beta_2 = 0; \\ \sum Y_i &= G_p - N_1 \cdot \cos \beta_1 - N_2 \cdot \cos \beta_2 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Оскільки $\beta_1 = \beta_2$, тоді з (1) випливає, що $N_1 = N_2$. З другого рівняння (1) маємо $G_p = N_1 \cdot \cos \beta_1 + N_2 \cdot \cos \beta_2 = 2N_1 \cdot \cos \beta_1$, звідки:

$$N_1 = \frac{G_p}{2 \cdot \cos \beta_1} = N_2. \quad (2)$$

Як вже зазначалось N_1 – це сила дії пальця на рулон. В свою чергу рулон діє на палець з силою, яку позначимо N'_1 ; ця сила по величині рівна N_1 , тобто:

$$N'_1 = N_1 = \frac{G_p}{2 \cdot \cos \beta_1}. \quad (3)$$

Напрявлена N'_1 протилежно N_1 . На другий палець рулон діє з силою N'_2 , яка є рівна по величині силі N_2 і протилежно напрямлена:

$$N'_2 = N_2 = \frac{G_p}{2 \cdot \cos \beta_2}. \quad (4)$$

Сили N'_1 і N'_2 є зосередженими. У цілому рулон діє на пальці з розподіленим навантаженням.

Висновки. Знаючи інтенсивність розподілення навантаження q_N та сили N'_1 і N'_2 , можна визначити згинальний момент на пальці для розрахунку його на міцність та жорсткість.

Література

1. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Толстушко Н.О. Аналіз пристроїв для пакування стрічки льону / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, С.Є. Голячук // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Вип. 41. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка. – 2005. – С. 363 – 374.
4. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.
5. Пат. 38857 U Україна, МПК А 01 D 45/06. Пристрій для транспортування рулонів льону / Хайлис Г. А., Назарівський О. В. (Україна). – №u2008809046; заявл. 10.07.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.
6. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / Тарг С.М. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.

УДК 630*658.011.54

© Н.П. Ковальчук, к.с.-г.н.
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬ В УКРАЇНІ

У статті подано результати аналізу проблем лісозаготівельного процесу в Україні.

ЛІСОЗАГОТІВЛЯ, ЗВАЛЮВАННЯ, ТРЕЛЮВАННЯ, ТЕХНОЛОГІЯ, ОСНАЩЕННЯ, ДЕРЕВИНА, ЛІСОВИЙ КОМПЛЕКС.

Постановка проблеми. Лісозаготівля є однією з основних індустріальних галузей народного господарства країни і її технічне та технологічне оснащення - важливе завдання сталого розвитку лісового комплексу. На сучасному етапі основний продукт лісозаготівлі – деревина використовується майже у всіх галузях промисловості. З неї виготовляють понад 20 тис. різних виробів. В Україні середній обсяг заготівлі становить близько 15,2 млн. куб. в рік, але лісозаготівельні роботи проводяться далеко не за сучасними новітніми технологіями.

Актуальність наших досліджень зумовлюється, як свідчать літературні дані, необхідністю подальшого вивчення проблем

лісозаготівель в Україні, з метою розроблення рекомендацій щодо раціонального ведення лісозаготівельних робіт.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час проведено багато досліджень, щодо проблем лісозаготівель в Україні. Вказані проблеми розглянуто у працях вітчизняних авторів: О. Стиранівського „Основи екологізації лісозаготівлі та транспорту лісу”; Н. Библюк „Лісозаготівля та екологічна безпека”, „Екологічна сумісність наявних технологій лісозаготівлі з природним середовищем”; В. Коржова, В. Кудри, Р. Вітера „Дослідження лісівничо-екологічної ефективності тракторного трелювання в гірських лісах”; М. Мартинців „Проблеми первинного транспортування деревини в гірських умовах і шляхи їх вирішення”; С. Генсирука „Ліси України” та ін., однак ціла низка питань залишається невирішеними.

Мета дослідження полягає у вивченні сучасної лісозаготівлі в Україні, проведенні аналізу лісозаготівельного процесу та встановленні його недоліків.

Результати дослідження. На даний час проведено багато досліджень щодо проблем лісозаготівлі в Україні. Вивчення і узагальнення набутого досвіду є актуальним завданням з точки зору як лісозаготівлі так і екології.

Аналізуючи звалювальні роботи на лісозаготівлях України варто відмітити, що вони виконуються винятково моторним інструментом – бензиномоторними пилками як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва. При цьому на звалюванні зайнято дві людини, звалювальник і помічник і мінімум одна людина на обрубці гілок. Тобто зайнято три робітники і, крім цього, не проводиться укладання деревини у пакети, що в подальшому значно збільшує час виконання трелювальних робіт, котрі при такій технології виконуються трелювальними тракторами із чокерним технологічним оснащенням. На їх обслуговуванні задіяні ще три робітники. Отже, на проміжку виконання лісосічних робіт: звалювання - трелювання під час проведення суцільних рубань і наявності відповідних об’ємів лісозаготівель зайнято, як мінімум шість чоловік.

Аналізуючи лісорозробки України, слід зазначити, що на завантаженні деревини на автолісовозний транспорт використовуються щелепні навантажувачі, автокрани, самонавантажувальні автомобілі, завантажувальні естакади, завантажувальні стріли та ін. Однак, усі механізми, крім самонавантажувальних автолісовозів, потребують додаткової кількості робітників, а деколи і певних витрат на підготовчі роботи. Гідроманіпулятори на самозавантажувальних автолісовозах встановлюються лише стаціонарно, що збільшує загальну масу автопоїзда і негативно впливає в загальному на роботу лісовозного автомобіля.

Одна з основних проблем лісозаготівель в Україні – це відсутність сучасних багатоопераційних лісозаготівельних машин. Але, сьогодні, придбати таку техніку спроможні лише великі лісозаготівельні підприємства, які зможуть забезпечити її кваліфіковану експлуатацію та обслуговування.

У сучасних умовах ринкової економіки для лісових підприємств невеликої потужності використання дорогої та дуже потужної спеціалізованої техніки є економічно не вигідне. За останні роки на лісозаготівлі України з відносно маломасштабними лісосічними роботами ефективно застосовуються колісні трактори сільськогосподарського і загальнопромислового призначення, на які навішують різне спеціалізоване технологічне обладнання, що легко встановлюється і знімається (за потребою), для виконання в першу чергу первинного транспортного освоєння розроблюваних лісосік. Такі машини здатні виконувати трелювання деревини волоком, канатне трелювання (підтрелювання), зрізання гілок, розкрязування, перевезення деревини з використанням наприклад причіпного або навісного технологічного обладнання та інші роботи.

На даний час для лісозаготівлі є потреба використовувати колісні лісотранспортні системи як для трелювання і для перевезення заготовленої сортиментної деревини, оскільки в лісових підприємствах переважають лісорозробки невеликої площі різноманітного призначення – лісгосподарські рубання, спеціальні і санітарні рубання тощо, під які часто охоплено значну частину лісового фонду підприємства і нерідко на віддаленні від основних лісових доріг.

Тому наприклад для трелювання (підтрелювання) довгомірних лісоматеріалів у рівнинних і горбистих умовах доцільним стало використовувати трелювальники з навісним трелювальним обладнанням, в складі якого вантажоутримувальні механізми (трелювальні щити і вантажні платформи) та навантажувальні механізми (тросові, маніпуляторні, стрілові тощо), або комплексні, здатні забезпечувати як збір і зосередження лісоматеріалів на лісосіках, так і їх утримання під час первинного транспортування на відвантажні майданчики, верхні склади і ін.

Особливістю таких лісотранспортних засобів є те, що з максимальним використанням силових можливостей трактора відносно простими конструкціями досягається повне вирішення, наприклад збору і трелювання лісоматеріалів на лісосічних роботах. При цьому навісний варіант агрегування технологічного обладнання забезпечує низьке техногенне навантаження на лісові об'єкти, високу мобільність і механізацію лісосічних робіт, і, що важливо, - придатність для

лісогосподарських рубань та універсальність у використанні мало- і середньогабаритних неспеціалізованих тракторів для лісопромислового комплексу, яких на сьогоднішній день майже не випускається в Україні.

Вітчизняна промисловість малогабаритних трелювальних машин на даний час не випускає, не розроблено до серійного виробництва також інших енергетичних модулів чи відповідної тракторної техніки, прилаштованої для виконання лісозаготівельних робіт малих і середніх обсягів.

Тенденція розвитку лісозаготівлі для значної кількості регіонів країни полягає в реалізації випуску товарних сортиментів з лісосік, як це на даний час відбувається наприклад в підприємствах лісового комплексу Полісся. При цьому відзначається скорочення виробничих потужностей, розвиток оперативних зв'язків з споживачами, разом з тим такий напрямок розвитку лісозаготівлі доцільний для регулярного забезпечення лісопромислових складів та деревообробних виробництв різних виробничих потужностей та споживання заготовленої лісосировини.

Для таких лісопромислових виробництв є необхідними мати мобільні, швидкісні, малогабаритні і дешеві лісотранспортні засоби для первинного транспортного освоєння лісосік; тому для цього доцільно застосувати колісну тракторну малогабаритну техніку.

Впровадження технології лісосічних робіт з використанням всієї біомаси дерев привело до необхідності створення спеціальних навантажувальних і транспортних засобів для перевезення не тільки цілих дерев або стовбурів, але і сортиментів.

Одним з розв'язків даного питання є використання лісовозних автомобільних потягів шляхом оснащення їх індивідуальними засобами навантажування. Це дає змогу виділити вивезення деревинної сировини в самостійну операцію, незалежно від наявності інших машин; при цьому покращується використання робочого часу, знижуються трудовитрати на вантажні роботи. До того ж, відвантажування може здійснюватись у будь-якому місці лісовозної дороги.

Самонавантажувальні лісовозні автомобільні потяги складаються з лісовозного автопотягу та навісного технологічного обладнання для завантаження і вивантаження лісоматеріалів, зокрема дерев, стовбурів, півстовбурів чи сортиментів. Лісовозні автопотяги, оснащені гідроманіпуляторами, більш удосконалені, оскільки дають змогу уникнути ручної праці.

Технологічний процес лісозаготівлі деревини в стовбурах у рівнинній та пагорбистій місцевості останнім часом поступається сортиментній технології. Переваги якої полягають у можливості усунення окремих операцій з виробничого процесу нижньоскладських робіт. Прийоми праці під час сортиментної заготівлі лісоматеріалів відпрацьовані щодо мінімізації фізичної праці.

Щоб максимально охопити сучасні вимоги лісової галузі щодо заготівлі і транспортування деревини, вважаємо доцільним проведення модернізації існуючих машин, зокрема самонавантажувальних лісовозних автопоп'ятів-сортиментовозів, оснащенням їх гідроманіпуляторами, які можна було б швидко знімати.

Велике значення мала б налагоджена служба менеджменту на фірмах, що займаються лісозаготівлями. В такому разі, доставка деревини із лісосіки у двір споживача, обминаючи нижні склади, значно здешевила б собівартість вивезеного кубічного метра деревини.

Висновки. В Україні з середнім обсягом заготівлі близько 15,2 млн. куб. в рік є, в майбутньому, усі передумови для організації великих спеціалізованих лісозаготівельних фірм, придбання відповідної техніки та виконання лісозаготівельних робіт за сучасними новітніми технологіями.

Переконані у необхідності налагодження менеджменту на лісозаготівельних підприємствах для здешевлення собівартості деревини.

Однією з переваг має бути перехід до сортиментної лісозаготівлі, тобто заготівлі сортиментів певних розмірів (3-6 м) під замовлення.

Ми вважаємо, що використання малогабаритної лісозаготівельної техніки з навісним обладнанням, яке легко при потребі можна знімати значно поліпшить умови вітчизняної лісозаготівлі.

Література

1. Мартинців М.П. Проблеми первинного транспортування деревини в гірських умовах і шляхи їх вирішення // Наукові праці: Зб.наук робіт Лісівничої АН України. – Львів: НЛТУ України.-2005. вип. 3.-С. 114-117.
2. Стиранівський О. Основи екологізації лісозаготівлі та транспорту лісу: Навч. посіб. – Львів, 2008. – 105 с.
3. Кий А.В. З досвіду лісозаготівель Швеції// Збірник науково-технічних праць. - Львів: НЛТУ України.-2006.вип.16.7.-С.71-75.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 620.17:582.623.2:662.63

© В.П. Ковбаса, д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

В.В. Грабовець, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

Р.Я. Якимів, М.В. Сбитна, Л.М. Матюшенко

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ПРОГИНУ СТЕБЛА ВЕРБОВОГО ПРУТУ ТА ПАГОНУ ТОПОЛІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИДІВ ТА ВИВЧЕННЯ ЇХ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

У статті викладено результати досліджень ліній прогину стебел деревних і чагарникових рослин енергетичних видів експериментальним шляхом та методика і результати експериментальних досліджень визначення механічних властивостей деревних і чагарникових енергетичних рослин – зусилля руйнування стебел при їх статичному згині.

ЕНЕРГЕТИЧНІ РОСЛИНИ, ПРОГИН СТЕБЛА, МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ, МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Деревину внаслідок свого органічного походження відносять до неоднорідних анізотропних матеріалів. Найпоширенішою і частково підтверженою версією є те, що деревина у малих об'ємах відноситься до ортогонально-анізотропних тіл, тобто має три площини пружної симетрії.

Вивченням механічних властивостей деревних і чагарникових порід займались вчені НЛТУ України В.П. Рябчук, Ю.А. Мельник, В.Я. Заячук та ін. Особливо багато було зроблено радянськими вченими професорами Андрєєвим, Мітінським, у роботах яких теоретично детально висвітлено питання пружної анізотропії деревини.

Складність проведення дослідів полягає в наступному. Питання, до якого виду анізотропних матеріалів відноситься деревина, ще не можна вважати вирішеним. Розбіжність в анатомічній будові деревини, починаючи від міцел і закінчуючи стовбурцем в цілому, спіральне розташування фібрил, розбіжність в будові клітин молоді і дорослої рослин різних порід, різний розподіл вологи, розбіжність властивостей деревини по радіусу і висоті стовбурця, наявність пороків

і ін. ускладнюють однозначність вирішення питання про дійсний характер пружної анізотропії деревини. [1]

Тому, лише нехтуючи рядом особливостей її будови, можна говорити, що деревина – ортотропний матеріал.

При статичній дії сили перерізати без опори стебло у строго вертикальному положенні неможливо, оскільки стебло повинне відгинатися у сторону різання. І тільки тоді з'явиться нормальна реакція стебла по відношенню до ріжучого інструменту, для подолання якої необхідно прикласти до ножа у горизонтальному напрямку силу, яка буде більша за силу необхідну для зрізу стебла. При такій умові стебло не відігнеться у сторону ріжучим інструментом і буде перерізано. Таким чином, початок різання стебла без опори важчий ніж продовження, оскільки при вході ріжучого інструмента у стебло стійкість зростає за рахунок додаткової сили, яка розтягує нижню частину стебла.

Постановка проблеми. На даний час постала проблема в тому, що теоретичні основи взаємодії різального робочого органу із ростучим стеблом, які враховують фізико-механічні властивості матеріалу, є недостатньо досліджені і висвітлені. Вони є необхідними для постановки і вирішення контактної задачі молоток-стебло до повного перебування стебла рослини.

Мета досліджень – визначити якою залежністю описується лінія прогину стебла та встановити закономірність зміни і побудувати графіки залежності зусилля руйнування при статичному згині від фізико-механічних властивостей стебел енергетичних верб: *salix viminalis*, *salix dasyclados*; і тополь: *rochester* та гібриду тополі 1-214.

Результати досліджень. У процесі проведення лабораторних досліджень використовували зразки круглого перерізу свіжозрубаних однорічних та трирічних стебел енергетичних верб: *salix viminalis*, *salix dasyclados*; і тополь: *rochester* та гібриду тополі 1-214.

При вимірюванні зовнішніх лінійних розмірів дослідних зразків застосовувався циферблатний штангенциркуль з точністю вимірювання до 0,1 мм. Для випробування на статичний згин брали зразки довжиною 300 мм без обмеження за діаметром (рис. 1). Значення діаметра вимірювали посередині дослідного зразка у місці прикладання навантаження, яке, в свою чергу, позначали насічками.

Експеримент проводили за триточковою схемою випробування. Зразок розміщували таким чином, щоб середина прольоту між опорами співпадала з віссю наконечника, яким передається навантаження (рис. 2). Дослідження проводили застосовуючи випробувальну машину FM-1000 фірми

“Веркштофпрюф-машинен”, яка була обладнана тензодинамометром і екстензометром. Навантаження зразків проводили у статичному режимі до повного руйнування, записували в числовому вигляді і графічно – в координатах “навантаження-деформація”. Всі результати фіксували за допомогою тензодатчика.



Рис. 1. Дослідні зразки і загальний вигляд машини FM-1000

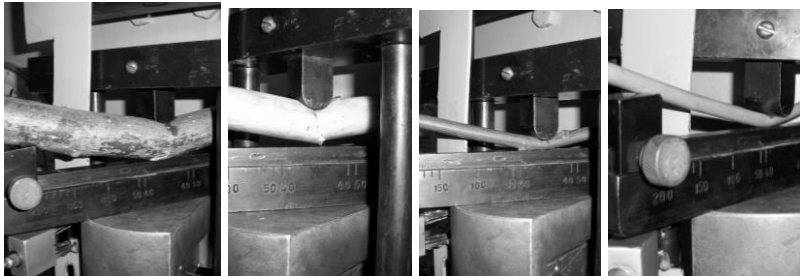


Рис. 2 – Випробування деревини на статичний згин упоперек волокон

Межу міцності σ_{\max} (1) та модуль пружності першого роду E (2) визначали за наступними залежностями:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{3c}}{W_y}, \quad (1)$$

$$E = \frac{\Delta F \cdot l^3}{48 \cdot f_{cp} \cdot I}, \quad (2),$$

де M_{3c} - згинальний момент, W_y - осьовий момент опору перерізу;

ΔF - зміна навантаження, l - довжина зразка, f_{cp} - переміщення, I - осьовий момент інерції поперечного перерізу.

Випробування на поперечний згин відноситься до найпоширеніших і найважливіших видів механічних випробувань деревини [2]. Значення результатів дослідження свіжозрубаної деревини енергетичних видів на статичне згинання впоперек волокон наведено у табл.

При статичному згині деревини впоперек волокон руйнування відбувалося коли при порівняно невеликих деформаціях прикладене навантаження виходило за межу міцності твердих пластинок. Пропорційність між навантаженнями і деформацією спостерігалася майже до руйнування.

З використанням програми Mathematica 8 [3] знайдено графічні залежності межі міцності та модуля Юнга досліджуваної деревини від її діаметра поперечного перерізу.

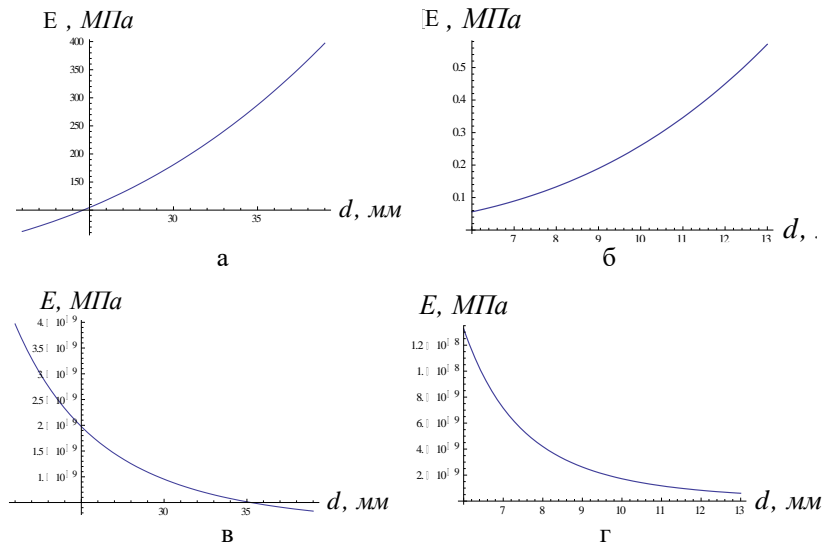


Рис. 3 – Графіки залежностей межі міцності та модуля Юнга досліджуваної деревини: а, в – трирічного зразка; б, г – однорічного зразка

Результати математичного оброблення експериментальних значень міцнісних характеристик свіжозрубаної деревини енергетичних видів.



Таблиця – Результати дослідження

Вікова категорія	Порода дерева, вид	Діаметр зразка посередині, мм	Межа міцності σ_{\max} , МПа		Модуль Юнга E, МПа	
			при дослід. вологості	при вологості 15 %	при дослід. вологості	при вологості 15%
одно-річні з корою	верба, salix viminalis	10,5	126,76	312,25	2124,8	5233,80
	верба, salix dasyclados	7,7	114,91	306,28	4703,9	12536,92
	тополя, rochester	12,7	69,15	154,52	2158,6	4823,27
	тополя, гібрид 1-214	9,2	115,88	270,76	5152,8	12039,02
три-річні з корою	верба, salix viminalis	30,4	58,58	124,54	812,02	1726,36
	верба, salix dasyclados	25,1	87,12	223,72	1921,9	4935,62
	тополя, rochester	33,6	72,02	162,72	794,10	1794,04
	тополя, гібрид 1-214	31,7	133,09	290,47	777,84	1697,57
одно-річні без кори	верба, salix viminalis	7,7	143,69	353,94	5759,5	14187,01
	верба, salix dasyclados	7,1	196,46	523,62	8512,3	22686,97
	тополя, rochester	7,4	176,76	394,95	5836,5	13041,05
	тополя, гібрид 1-214	6,2	218,60	510,74	17440	40746,24
три-річні без кори	верба, salix viminalis	19,9	74,41	158,21	1291,2	2745,12
	верба, salix dasyclados	21,1	102,76	263,89	2957,7	7595,39
	тополя, rochester	25,1	173,10	391,06	1498,6	3385,70
	тополя, гібрид 1-214	38,2	18,38	40,12	1664,4	3632,57

За результатами проведеного математичного аналізу даних отримали такі середні значення:

- ❖ міцність на статичне згинання: $\sigma_{\max} = 280,1$ МПа;
- ❖ Модуль Юнга при згині: $E = 9550$ МПа.

Змінними величинами під час проведення експерименту приймали діаметр поперечного перерізу зразків, який залежав від вікової категорії і товщини кори на досліджуваних зразках. Вихідними величинами є міцність на статичне згинання та модуль Юнга при статичному згині.

Особливістю динамічного процесу різання є стійкість лози, що зрізується, за рахунок урахування її маси комлевої частини. Процес взаємодії робочого органу ударно-силового різання з рослинами можна уявити як динамічне різання, при якому ножі за рахунок накопиченої кінетичної енергії і крутного моменту гідродвигуна зрубують стовбур.

Тому важливим фактором є теоретичні дослідження лінії прогину живоплоту енергетичних рослин (рис. 4) для постановки і вирішення контактної задачі молоток-стебло до повного перебивання стебла рослини.

Провівши статистичну обробку даних дослідження прогину живоплоту експериментальним шляхом у польових умовах для обчислення середньозважених координат теоретичної кривої, яка найкращим чином опише лінію прогину живоплоту.

Програмними засобами Wolfram Mathematica 8.0 вибрано тип кривої, яка найкраще згладжує отримані дані. Для вибору кривої було обрано:

а) $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$, де $a > 0$, $b > 0$ – гілка параболи, направленої

вздовж осі OX ;

б) $x^2 + y^2 = r^2$ – рівняння кола;

в) $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$ – рівняння еліпса з центром у початку координат із

фокусами, які лежать на осі OX $a > b$.

Програмними засобами було визначено, що рівняння кривої, яка із мінімальним відхиленням описує поведінку згину стебла вербового пруту та пагону тополі енергетичних видів є рівняння еліпса.

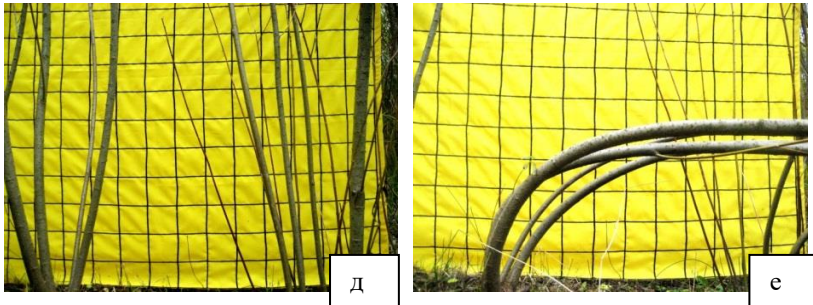
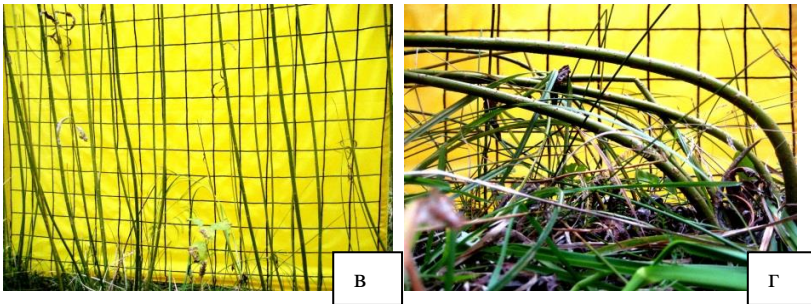
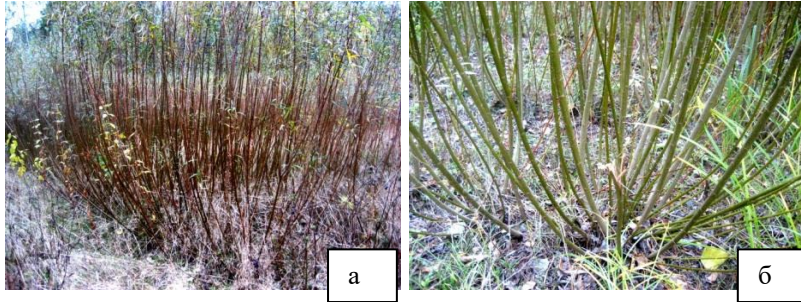


Рис. 4 – Дослідження прогину живоплоту експериментальним шляхом у польових умовах: а, б – плантаційні насадження; в, д – вільноростучі однорічні та трирічні рослини; г, е – прогин однорічних та трирічних стебел енергетичних рослин

Висновки.

1. Провівши у 10-кратній повторюваності дослідження прогину живоплоту експериментальним шляхом у польових умовах, було визначено, що лінію прогину стебла енергетичних рослин найближче описує крива другого порядку – еліпс.

2. Збільшення діаметра стовбурця дерева має вагомий вплив на процес різання-рубання. Максимальне значення міцності спостерігається в однорічних зразках, а мінімальне – у трирічних. Спостерігається також зростання міцності від мінімального до максимального значення при статичному згині у 9,8 разів.

3. Вплив вікової категорії має вагоме значення, оскільки впливає на діаметр стовбурців дерев.

4. Вплив наявності кори має незначний вплив, що видно із графіків, чим можна нехтувати.

5. Аналіз залежностей, представлених графічно (рис. 3), показує, що межа міцності при дослідженнях на статичний згин зростає зі збільшенням діаметру рослини, а модуль пружності росте зі зменшенням діаметру.

Література

1. Леонтьев Н. Л. Упругие деформации древесины. – М.: Гослесбумиздат, 1952. – 150 с.

2. Уголев Б. Н. Древесиноведение с основами лесного товароведения: учебник для вузов. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Лесная промышленность, 1986. – 168 с.

3. Половко А. М. *Mathematika* для студентов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. 368 с.: ил.
УДК 631.358

© Ф.М. Крисак, к.т.н

Луцький національний технічний університет

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАННО-ЛОПАТЕВОЇ МИЙКИ ДЛЯ КОРЕНЕПЛОДІВ

Представлена схема конструктивного виконання і описаний принцип роботи барабанно-лопатевої мийки нової конструкції. Обгрунтовані діаметри барабанів із лопатями в залежності від заданої продуктивності і питомих витрат енергії та параметрична схема вибору кутової швидкості.

**БАРАБАННО-ЛОПАТЕВА МИЙКА, ПЕРЕТИРАННЯ,
ЦИРКУЛЮЮЧА ВОДА, ДІАМЕТР БАРАБАНІВ, КУТОВА
ШВИДКІСТЬ.**

Постановка проблеми. З метою проектування та виготовлення запропонованої нової конструкції барабанно-лопатевої мийної машини [1] для коренеплодів необхідні теоретичні обґрунтування конструктивних і технологічних параметрів.

Аналіз останніх досліджень. Для миття коренеплодів застосовують кулачкові, лопатеві та барабанні мийні машини [2,3]. Нових конструктивних рішень при виробництві мийних машин впроваджується недостатньо, тому необхідні подальші дослідження з метою впровадження елементів передових технологій під час розробки мийних машин.

Мета дослідження вивчити вплив геометричних та технологічних параметрів запропонованої барабанно-лопатевої мийки нової конструкції на питомий розхід енергії та мийної рідини.

Результати досліджень. Для ведення більш ефективного процесу миття автором запропонована нова конструкція мийки, яка поєднує конструктивне виконання лопатевої і барабанної мийок, тому і названа барабанно-лопатевою, схема якої зображена на рис. 1

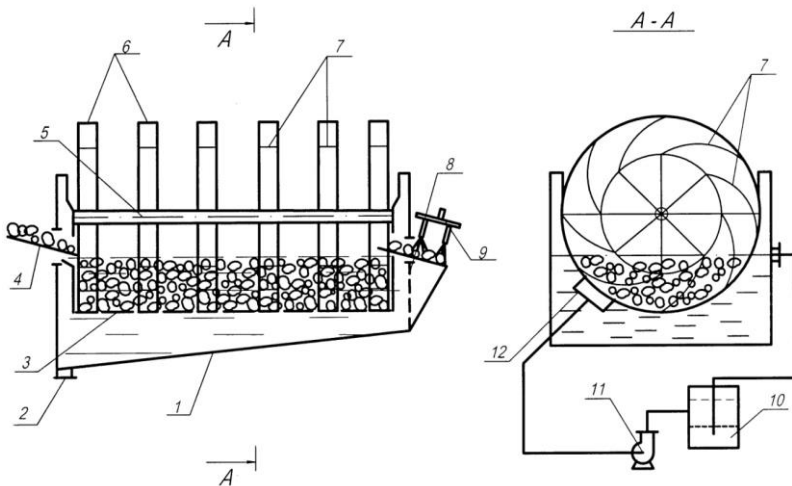


Рис.1 Схема барабанно-лопатевої мийки: 1-камера; 2- патрубок для видалення осілого бруду; 3 - мийна перфорована ванна; 4-ділянка завантаження; 5 - вал; 6 - циліндричні неширокі барабани; 7 – пластини; 8 - ділянка вивантаження; 9 - пристрій для ополіскування; 10 - ємність для фільтрування мийної води; 11 - насос; 12 - пристрій для подачі циркулюючої води

Мийка працює наступним чином. На завантажувальній ділянці 4 коренеплоди подаються в мийну ванну 3, яка заповнена циркулюючою водою. При обертанні барабанів 6 лопаті 7 захоплюють коренеплоди, надають їм в об'ємі барабанів обертальний рух і інтенсивно перетираються із коренеплодами, які знаходяться біля торцевих сторін барабанів. При опусканні вниз по лопатям коренеплоди перетираються між собою і, через нахил лопатей і направлено в сторону вивантаження циркулюючої води, переміщуються вздовж мийки. На ділянці вивантаження коренеплоди ополіскуються водою.

Ефективний процес миття забезпечують інтенсивне перетирання коренеплодів між собою та циркулююча вода, яка збільшує швидкість проникнення води у забруднення і змиває їх, а також зменшує вплив сил ваги коренеплодів, що дозволяє збільшувати швидкість обертання барабанів.

Обґрунтування діаметру циліндрів із лопатями, за допомогою яких здійснюється перемішування тобто перетирання коренеплодів в мийній машині, вимагає два обмеження :

а) продуктивність мийної машини Q повинна бути не меншою запланованої продуктивності Q_0

$$Q \geq Q_0 ; \quad (1)$$

б) витрати енергії N повинні бути не більші допустимого значення, тобто значно менші за питомі витрати N_0 існуючих конструкцій мийних машин

$$N \leq N_0 .$$

Із цих двох вимог впливає обмеження на питомий розхід енергії E :

$$\frac{N_0}{Q} \geq E = \frac{N}{Q} \geq \frac{N}{Q_0} .$$

Звідки знаходимо

$$Q \leq \sqrt{\frac{N_0 Q_0}{E}} . \quad (2)$$

Позначимо: S_L – площа проекції всіх лопатей на площину осевого перетину циліндрів, які закріплені на валу мийки; ω – кутова швидкість обертання лопатей; h_L – відстань краю лопаті від внутрішньої стінки циліндру.

Тоді об'ємна швидкість витіснення простору із барабанної порожнини дорівнює

$$V = \omega S_L (R - h_L) , \quad (3)$$

де R – внутрішній радіус циліндрів.

Якщо коефіцієнт заповнення барабану водою дорівнює θ_v , а коефіцієнт щільності коренеплодів θ , то через поперечний переріз барабану за одиницю часу пройде така кількість коренеплодів, яка дорівнює:

$$Q = \theta\theta_{\dot{A}}\omega S_{\dot{e}}(R - h_{\dot{e}})/v_0, \quad (4)$$

де v_0 – швидкість руху коренеплодів вздовж мийки.

Якщо порівняти (2) і (4), то отримуємо

$$S_{\dot{e}}(R - h_{\dot{e}}) = \frac{v_0\sqrt{P_0N_0}}{\omega\theta\theta_{\dot{A}}\sqrt{E}}. \quad (5)$$

Значення $h_{\dot{e}}$ повинне відповідати товщині приграничного шару насипу коренеплодів поблизу внутрішньої стінки, тобто

$$h_{\dot{e}} = \dot{a}_{max}.$$

Загальна площа проекції всіх лопатей на осьовий перетин дорівнює площі осьового перетину пограничного шару:

$$S_{\dot{e}} = \pi \left[R^2 - (R - a_{max})^2 \right],$$

$$S_{\dot{e}} = \pi a_{max}(2R - a_{max}).$$

Ця рівність перетворює формулу (5) до такого вигляду

$$\pi a_{max}(2R - a_{max})(R - a_{max}) = \frac{v_0\sqrt{P_0N_0}}{\omega\theta\theta_{\dot{A}}\sqrt{E}}. \quad (6)$$

Звідки знаходимо квадратне рівняння відносно R

$$2R^2 - 3a_{max}R + G = 0, \quad (7)$$

де

$$G = a_{max}^2 - \frac{v_0\sqrt{P_0N_0}}{\pi a_{max}\omega\theta\theta_{\dot{A}}\sqrt{E}}. \quad (8)$$

Отже, радіус барабану визначається в (7) - (8), де відомі усі параметри крім a_{max} .

Щоб визначити a_{max} , із матриці спостережень виписують вектор

$$\bar{x} = [a_1 a_2 \dots a_i \dots a_n].$$

Після вирахування середньоквадратичного значення найбільших розмірів δ обчислюється

$$a_{max} = \bar{a} + 3\delta.$$

Розглянемо дискримінант рівняння (7)

$$D = 9a_{max}^2 - 8R^2 \left(a_{max}^2 - \frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\pi a_{max} \omega \theta \theta_A \sqrt{E}} \right).$$

За умовою $D > 0$ запишемо

$$R^2 \left(1 - \frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\pi a_{max}^3 \omega \theta \theta_A \sqrt{E}} \right) < 9. \quad (9)$$

Звісно, що ця нерівність виконується при

$$\frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\pi a_{max}^3 \omega \theta \theta_A \sqrt{E}} > 1 - \frac{9}{R^2}. \quad (10)$$

Звідси випливає обмеження на кутову швидкість

$$\omega < \frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\pi a_{max}^3 \theta \theta_A \sqrt{E}}.$$

В (10) параметри v_0 і a_{max} є постійними числами, a , θ і θ_B – керуючі параметри. На рис. 2 показана параметрична схема пошуку кутової швидкості ω – вихідного параметру. N_0 , Q_0 , E , θ , θ_B – вхідні параметри.

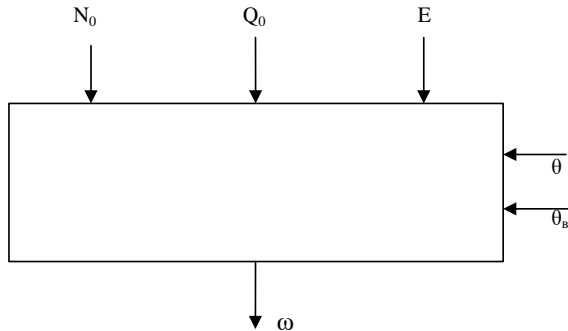


Рис.2 – Параметрична схема пошуку кутової швидкості

Кутова швидкість ω і момент опору M води і коренеплодів до руху лопатей визначають потужність N на валу мийної машини

$$N = M \omega.$$

Висновки. Впровадження у виробництво запропонованої барабанно-лопатевої мийки значено підвищить ефективність процесу миття.

Отримані залежності дають можливість визначити діаметр барабанів та оптимізувати величину кутової швидкості.

Література

1. Пат. 81420 UA, МПК А23N 12/02. Пристрій для миття коренеплодів/ Крисак Ф.М.; Власник Луцький національний технічний університет. - № у 2013 01340; заявка 04.02.2013; опубл. 25.06.2013, Бюл № 12.

2. Обладнання підприємств переробної та харчової промисловості: підручник/[Мирончук В.Г., Гулий І.С., Пушанко М.М. та ін.]. – Вінниця: Нова книга, 2007. – 648 с.

3. Хоменко.М.Д. Сучасні схеми і обладнання для переробки цукрових буряків. Транспортування, очищення, отримання стружки і дифузійного соку/Хоменко.М.Д – К.:ІПДО НУХТ, 2006.– 240 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.922:691.116

© Б.О. Магура, к.т.н., І.М. Гончар, к.т.н., В.В. Кий, к.т.н.
Національний лісотехнічний університет України

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ СИЛОВИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ КАЛІБРУВАННЯ-ШЛІФУВАННЯ
ЗРАЗКІВ ФАНЕРИ ВІД ГЛИБИНИ ШЛІФУВАННЯ**

В статті наводяться результати визначення складових сили різання процесу калібрування-шліфування заготовок із фанери жорстким абразивним інструментом в залежності від режимних параметрів, зокрема від глибини шліфування. Встановлено, що із зростанням глибини шліфування та твердості абразивного круга складові сили різання зростають.

**АБРАЗИВНА ОБРОБКА, СИЛИ РІЗАННЯ, ФАНЕРА,
КАЛІБРУВАННЯ-ШЛІФУВАННЯ, ГЛИБИНА ШЛІФУВАННЯ**

Постановка проблеми. Під час абразивного оброблення плитних композиційних матеріалів жорсткими абразивними кругами на зерна ріжучого інструменту діють сили, які виникають в зоні контакту цього інструменту з оброблюваною деталлю – дотична P_z , яка паралельна до вектора швидкості різання і нормальна P_y , спрямована перпендикулярно до ріжучого інструменту. Визначення складових цих сил – дотичної або тангенціальної (P_z), і нормальної або

радіальної (P_y), є важливим етапом при дослідженні процесу калібрування-шліфування плитних матеріалів, зокрема фанери та заготовок із неї. Ці складові сили різання є показниками, які не тільки суттєво впливають на величину спрацювання та стійкість абразивного інструменту, а й характеризують фізичну сторону цього процесу та визначають потужність приводів механізмів різання та подачі.

Аналіз останніх досліджень. Проблемам дослідження абразивної обробки деревини різних порід та деревинних композитних матеріалів присвячено ряд робіт [1-8]. В роботах М.В. Бірюченка [1], Я.П. Бугаська [2], І.М. Гончара [3], І.М. Зайця [5] досліджено процеси калібрування-шліфування деревини клена, берези, пластин з клеєної деревини ясеня та деяких хвойних порід. В працях С.І. Грицишина [4], А.В. Якубовського [8], І.Й. Хромчака [7] ґрунтовно висвітлено процес абразивної обробки ДСП, азбестоцементних плит (АЦП), цементностружкових плит (ЦСП), деревинноволокнистих плит середньої щільності (MDF). Ці дослідження показують, що режими обробки та характеристики жорсткого абразивного інструмента в кожному окремому випадку мають свої оптимальні значення. Відповідно і сили різання, які виникають при обробці різних матеріалів суттєво відрізняються. Однак, проблеми абразивної обробки фанери та заготовок з неї залишились малодослідженими. В порівнянні з натуральною деревиною берези, листи фанери виготовленої з березового шпону мають меншу пружну і міцнісну анізотропію, високу питому міцність, підвищену жорсткість. Фанера складається з кількох шарів тонкого шпону, який в процесі її виготовлення спресовується, ущільнюється на 10-15% при дії високих температур ($t=125...145$ °C), що призводить до зміни його внутрішньої структури. Значний вплив на зміну властивостей березового шпону здійснює і наявність полімеризованого клею, який просочується між листами в процесі пресування. Всі ці чинники призводять до зміни властивостей березового шпону (зростає твердість, модуль пружності) в порівнянні з деревиною берези, тому процес абразивної обробки фанери та заготовок з неї носитиме інший характер ніж процес обробки масивної деревини берези.

Мета дослідження. Метою даного дослідження є встановлення впливу режимних факторів на силові показники процесу абразивної обробки заготовок із фанери.

Результати дослідження. Експериментальні дослідження впливу різних факторів на основні показники процесу калібрування-шліфування заготовок із фанери, зокрема на питомі складові сили різання – проводили на зразках, виготовлених з однієї партії фанери.

Для цього використовували нешліфовану фанеру I сорту марки ФК за ГОСТ 3916.1-96. Зовнішні шари фанери виготовлялись з березового шпону. Вологість фанери з якої виготовлялись зразки для досліджень не перевищувала 8...10 %. Для проведення досліджень з визначення залежності питомих складових сили різання від характеристик інструменту та режимних параметрів використовували зразки розміром 80x20x10 мм. Вибір розмірів зразків обумовлений конструктивними особливостями устаткування для проведення лабораторних досліджень. Одночасно проводили візуальний контроль якості зразків – не допускались зразки, які мали велику кривизну, дефекти машинної обробки і з наявністю різних вад (просочування клею, вм'ятини, нестача шпону та ін.).

У процесі плоского шліфування жорстким абразивним інструментом (кругами і циліндрами) сумарну силу різання P прийнято розкладати на дві складові: тангенціальну (дотичну) P_z , яка паралельна до вектора швидкості різання, і нормальну (радіальну) P_y , спрямовану перпендикулярно до ріжучого інструменту. Під час проведення силових досліджень вивчали вплив режимних факторів (швидкість різання, швидкість подачі, глибина обробки) на величину питомих складових сили різання (зведених до одного мм ширини зразка). Для забезпечення постійної товщини зняття матеріалу на всій його довжині досліджувані зразки калібрували по ширині і товщині.

При плануванні експериментів діапазони і рівні варіювання режимних факторів встановлювали максимально близькими до значень, які застосовують на практиці, а саме: швидкість різання – 15...25 м/с; швидкість подачі – 10...20 м/хв; товщина шару, що знімається – 0,1...0,5 мм. Рівні і діапазони варіювання твердості кругів при цьому встановлювали на основі попередніх досліджень. Оптимальні значення досліджуваних параметрів визначали лише після математичної обробки отриманих результатів. Експериментальні дослідження проводили у відповідності з методами математичного планування.

При визначенні складових P_y і P_z сили різання реалізовували В-план з ПФП в ортогональній частині типу 2⁵. Силові дослідження проводили кругами 8 структури зернистістю F54, F36, F24. В якості змінних факторів при реалізації В-плану прийняті твердість і зернистість абразивних кругів, а також швидкість різання, швидкість подачі та глибина шліфування.

Інтервали і рівні варіювання факторів показані в таблиці

Таблиця - Інтервали і рівні варіювання факторів В-плану для математичного опису залежності складових P_y і P_z сили різання від досліджуваних факторів

Фактор			Рівні варіювання факторів			Інтервал варіювання
Назва	Позначення		нижній - 1	основний 0	верхній + 1	
	нормалізовані	натуральні				
Швидкість різання, м/с	X_1	v	15	20	25	5
Швидкість подачі, м/хв	X_2	v_s	10	15	20	5
Глибина різання, мм	X_3	h	0,1	0,3	0,5	0,2
Твердість круга, МПа	X_4	H	120	160	200	40
Коефіцієнт зернистості абразиву	X_5	k_z	0,1	0,3	0,5	0,2

В результаті математичної обробки отриманих значень складових сили різання P_y та P_z за допомогою комп'ютерної програми визначено коефіцієнти рівняння регресії, які відображають залежність між складовими сили різання та досліджуваними факторами.

Математичні моделі отримано у вигляді поліному другого порядку. Порівнюючи розрахункові значення складових P_y та P_z сили різання з даними, отриманими експериментальним шляхом, перевірялась адекватність отриманих математичних моделей результатам дослідів. Гіпотезу про адекватність перевіряли за критерієм Фішера. Оскільки, умова $F_{розра} < F_{табл}$ виконувалась, було прийнято гіпотезу про адекватність отриманих математичних моделей результатам експериментів.

Рівняння регресії для математичного опису залежності вихідних величин (складових P_y та P_z сили різання) від досліджуваних факторів у натуральних позначеннях мають наступний вигляд:

$$P_y = -0,212 - 0,578v - 0,37v_s + 8,167h - 5,21k_z + 0,121H - 9,17 \cdot 10^{-5}vv_s - 0,373vh + 0,151vk_z - 0,001vH + 0,535v_s h - 0,137v_s k_z + 0,0005v_s H - 11,104hk_z + 0,009hH + 0,009k_z H + 0,016v^2 + 0,011v_s^2 + 1,133h^2 + 3,068k_z^2 - 0,0004H^2;$$

$$P_z = 1,009 - 0,426v - 0,345v_s + 2,985h - 1,398k_z + 0,076H - 0,0005vv_s - 0,248vh + 0,067vk_z - 0,0004vH + 0,324v_s h - 0,061v_s k_z + 0,0002v_s H - 5,192hk_z + 0,015hH + 0,002k_z H + 0,012v^2 + 0,011v_s^2 + 2,25h^2 + 0,52k_z^2 - 0,0002H^2.$$

На підставі отриманих регресійних моделей побудовані графічні залежності, які представлені на рис.

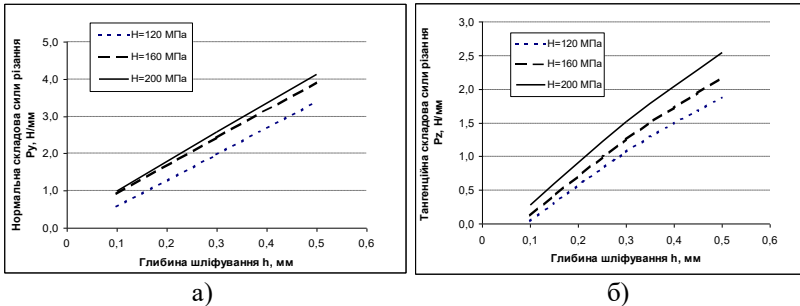


Рис. - Залежність нормальної P_y (а) і тангенційної P_z (б) складових сили різання від глибини шліфування для абразивних кругів різної твердості ; $V = 20$ м/с ; $V_s = 15$ м/хв ; $k_z = 0,3$

З аналізу графічних залежностей, показаних на рис. 1 можна зробити висновок, що із збільшенням глибини шліфування, складові сили різання зростають.

Так, при швидкості різання 20 м/с, швидкості подачі 15 м/хв та твердості круга 160 МПа із збільшенням глибини шліфування від 0,1 мм до 0,5 мм складові сили різання P_y та P_z зростають з 0,9 Н/мм до 3,9 Н/мм і з 0,2 Н/мм до 2,2 Н/мм відповідно.

Це явище пояснюється збільшенням товщини стружки, яка зрізається абразивними зернами, а також збільшенням площі контакту круга і оброблюваної поверхні, що призводить до зростання сили тертя. З аналізу цих графіків також видно, що із збільшенням твердості абразивних інструментів складові P_y та P_z сили різання зростають. Це зростання можна пояснити збільшенням сил тертя абразивного інструмента з оброблюваною деталлю. Адже із збільшенням кількості в'язучого матеріалу, що приводить до збільшення твердості кругів, зростає товщина містків між абразивними зернами і, відповідно, міцність їх утримання в інструменті. В цьому випадку зростають сили опору абразивних зерен вириванню їх з тіла інструмента і, відповідно, зерна, які затупилися, будуть викришуватись з маси круга при більших зусиллях. При меншій твердості кругів відповідно необхідні менші зусилля для виривання зерен.

Висновки. Аналіз силових залежностей дав можливість деякою мірою висвітлити особливості процесу калібрування-шліфування фанери жорстким абразивним інструментом. За допомогою отриманих рівнянь можна визначити значення складових

сили різання в залежності від режимів обробки і характеристик абразивних кругів. Визначені за отриманими рівняннями значення складових сили різання можуть слугувати вихідними даними для проведення розрахунків інструменту на міцність, а також для вибору потужностей двигунів механізмів різання та подачі, при розробленні нового і реконструкції існуючого обладнання, яке застосовується для калібрування-шліфування фанери жорстким абразивним інструментом.

Література

1. Бирюченко Н.В. Разработка абразивных кругов и оптимальных режимов калибрования-шлифования деталей музыкальных инструментов из древесины клёна: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.21.05/ ЛЛТИ. – Львов, 1985. – 23 с.
2. Бугаенко Я.П. Разработка рецептуры абразивного инструмента и оптимальных режимов шлифования паркетных изделий из древесины: Дис... канд. техн. наук: 05.06.02. – Львов, 1984. – 156 с.
3. Гончар И.Н. Повышение эффективности абразивной обработки материалов скользящей поверхности лыж: Дис... канд. техн. наук: 05.21.05. – Львов, 1988. – 158 с.
4. Грицишин С.И. Разработка абразивного инструмента на эпоксидной связке и исследования процесса калибрования плитных древесных и других материалов: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.06.02 / ЛЛТИ. – Львов, 1982. – 22 с.
5. Заяць І.М. Обробка деревини і деревинних матеріалів абразивами. – Львів: Атлас, 2001. – 219 с.
6. Пристая А.Д. Разработка абразивных инструментов оборудования и оптимальных режимов калибрования-шлифования армирующих элементов деревопластиковых лыж: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.21.05 / ЛЛТИ. – Львов, 1988. – 18 с.
7. Хромчак И.И. Абразивная обработка плитных материалов на минеральных вяжущих: Дис... канд. техн. наук: 05.21.05. – Львов, 1990. – 150 с.
8. Jakubowski A. Analiza procesy szlifowania wybranych materiałów drewnopochodnych nowo opracowaną ściernicą. – Warszawa: SGGW, 1999. – 87 s.

Рецензент д.т.н., проф. В.М. Голубець

УДК 631.332.7

© В.Л. Мартинюк, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

РЕЗУЛЬТАТИ ЛАБОРАТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ САДІННЯ КАРТОПЛІ З ОДНОЧАСНИМ ПОРЦІЙНИМ ВНЕСЕННЯМ ДОБРИВ

У статті наведено результати експериментальної оцінки показників якості виконання технологічного процесу садіння картоплі з одночасним порційним просторово-орієнтованим внесенням добрив.

КАРТОПЛЯ, ДОБРИВА, ПРОЦЕС, ЕКСПЕРИМЕНТ.

Постановка проблеми. Важливим показником цінності картоплі є вміст корисних для людини речовин у бульбах. Широкі можливості використання цієї рослини є причиною пошуку шляхів підвищення продуктивності виробництва картоплі.

Враховуючи стан галузі картоплярства, підвищення ефективності технології вирощування картоплі є актуальною задачею. Одним із шляхів вирішення цієї задачі є пошук нових, науково обґрунтованих підходів до здійснення технологічного процесу садіння бульб картоплі.

Процес садіння картоплі це сукупність послідовних операцій, серед яких важко виділити головну. Кожна елементарна операція є важливою та функціонально залежною від інших. Але така операція, як внесення добрив, у значній мірі визначає врожайність. Саме процес внесення добрив забезпечує створення сприятливих умов розвитку рослин картоплі на усіх фазах її росту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Добрива, під час садіння картоплі вносяться розкиданням по поверхні поля і локально стрічкою в рядки. Також відомим є комбінований спосіб внесення добрив.

Розкидання добрив по поверхні ґрунту приводить до нерівномірного їх розподілу в орному шарі ґрунту. Низька ефективність використання даного способу доводиться в роботах Д.М. Прянішнікова [1], Є.В. Бобко [2], М.Б. Гіліса [3].

Роботи Дорохова О.П. [4] присвячені обґрунтуванню технічних засобів багатофункціональних картоплесаджальних машин. Автор проводить аналіз функціонування системи «ґрунт – рослина», окреслює функціональні зв'язки елементів даної системи з робочими органами машини.

Смелін Б.М. і Ватухін А.П. [5] аналізують технічні засоби локального внесення добрив і наводять результати випробовувань дозуючого пристрою у технологічному процесі локального внесення добрив одночасно з висаджуванням картоплі.

Перспективність обладнання картоплесадильних машин дозуючими пристроями для внесення добрив, можливістю зробити машину багатофункціональною, розкривається також у роботах Листопада Г.Є. [6], Скурятини М.Ф. [7], Наумова Ю.В. [8].

Як показав аналіз літературних джерел, перспективним напрямком розвитку засобів механізації садіння картоплі є синтез багатофункціональних машин, які б забезпечували одночасне дозоване, порційне висівання добрив і садіння бульб картоплі.

Мета дослідження. Розробка методики та проведення лабораторно-стендових досліджень процесу садіння бульб картоплі з одночасним порційним внесенням добрив для доведення роботоздатності запропонованого адаптера до картоплесадильної машини [9]. Оцінка якості виконання технології садіння картоплі з порційним просторово орієнтованим внесенням добрив.

Результати дослідження. Процес садіння бульб картоплі характеризується згідно агротехнічних вимог таким оціночним критерієм як крок садіння бульб. У той же час процес внесення добрив характеризується масою порції, шириною та довжиною зони висівання порції добрив.

Для оцінки основних параметрів технологічного процесу садіння бульб картоплі з одночасним порційним просторово орієнтованим внесенням добрив була розроблена та виготовлена експериментальна установка (рис. 1).

Установка складається з рами 1, на якій змонтовано стрічковий транспортер 2. Транспортер імітує рух агрегату. Привод транспортера здійснюється від електродвигуна 3 через ступеневу пасову 4 і ланцюгову передачу 5. На рамі закріплені стояки 6, на яких кріпиться бульбопровід 7 і тукопровід 8 із пристроєм для порційного внесення добрив 9.

Подавання бульб картоплі у бульбопровід та порцій добрив у тукопровід здійснювались вручну в певні періоди часу, які фіксувались секундоміром. Періодичність подачі відповідала інтервалом часу, які були визначені для реальної машини типу КСМ.

Зміна швидкості руху стрічки транспортера проводилась за рахунок зміни передаточних чисел пасової та ланцюгової передач, шляхом встановлення змінних зірочок і перестановки пасу. Швидкість змінювалась в межах 0,6–2,5 м/с, що відповідає швидкості руху картоплесадильного агрегату.



а



б



в

Рис. 1. – Експериментальна установка (а – загальний вигляд; б, в – привод транспортера): 1 – рама; 2 – стрічковий транспортер; 3 – електродвигун; 4 – пасова передача; 5 – ланцюгова передача; 6 – стояки; 7 – бульбопровід; 8 – тукопровід; 9 – пристрій для порційного внесення добрив

Під час досліджень використовували нітроамофоску та експериментальні органо-мінеральні добрива (ОМД). Порції добрив висівались на рухому стрічку, формуючи зони у вигляді кіл. Бульби картоплі падаючи з бульбопровода потрапляли у середину зон висіяних порцій добрив (рис. 2).

Розподіл зон висіяних добрив оцінювали за наступними параметрами: довжиною b та шириною a зон, кроком h між центрами зон а також відстанню l від бульби до гранул добрив. Величини визначались дослідним шляхом і оцінювались за частотою їхнього повторення в серії дослідів і за допомогою середнього квадратичного відхилення, коефіцієнта варіації та математичного очікування.

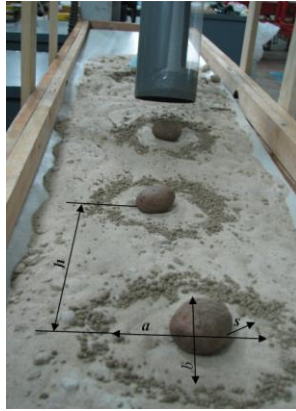


Рис. 2. – Розподіл бульб і добрив

При внесенні нітроамофоски 3% вологості крок h становить, в середньому, $34,8 \text{ м}$ з ймовірністю прояву 80%. Розподіл рівномірний. Найбільше відхилення від потрібної величини становить 2,14%. При збільшенні швидкості до $1,38 \text{ і} / \bar{n}$ рівномірність розподілу величини кроку дещо зменшується. Частота повтору інтервалу $34,8\text{--}35,0 \text{ м}$ зменшується на 15%. Найбільше відхилення становить 1,8%. При швидкості $2,5 \text{ і} / \bar{n}$ частота повтору інтервалу розподілу кроку від $34,8$ до $35,0 \text{ м}$ ще зменшується й становить 48%. Нерівномірність розподілу зростає. Найбільше відхилення становить 2,85%.

Для ОМД при швидкості руху агрегату $0,6\text{--}0,8 \text{ і} / \bar{n}$ і вологості 1% відстань між центрами зон складає $34,8\text{--}35,0$ з частотою прояву 55%. При зростанні швидкості до $1,38 \text{ і} / \bar{n}$ частота прояву цього інтервалу зменшується до 20%, при цьому зростає нерівномірність прояву інтервалів D , але не спостерігається зменшення середньої величини кроку.

При швидкості руху агрегату $2,5 \text{ і} / \bar{n}$ відстань між зонами висіяних добрив зменшується і у 80% становлять $34,2\text{--}34,8 \text{ м}$, коефіцієнт варіації зростає.

При висіванні ОМД вологістю 5% спостерігається зменшення кроку до $34,3 \text{ м}$ при $v = 1,38 \text{ і} / \bar{n}$ і до $34,0 \text{ м}$ при $v = 2,5 \text{ і} / \bar{n}$.

Крім того, навіть при задовільній величині відстані між центрами зон, збільшення v_0 приводить до зростання довжини зони і відповідно до зменшення її поперечних розмірів. Це приводить до того, що добриво потрапляє на бульбу.

Прояв таких явищ спостерігався при використанні нітроамофоски вологістю 8% при $v_0 \geq 2 \text{ м/с}$ у 52% випадків; при використанні ОМД з вологістю 5% при $v_0 \geq 2 \text{ м/с}$ у 10% випадків.

Враховуючи вищесказане, можна стверджувати, що швидкість транспортера (агрегата), що перевищує 1,38 м/с веде до зростання нерівномірності розподілу зон, утворених добривами.

Висновки. Аналіз результатів експериментальних досліджень процесу садіння бульб картоплі з одночасним порційним просторово орієнтованим внесенням добрив дозволив зробити наступні висновки:

1) застосування пристрою для порційного внесення добрив забезпечує виконання технологічного процесу садіння картоплі із дотриманням агрономічних вимог до його виконання;

2) рівномірність розподілу зон висіяних гранул добрив забезпечується за умови, швидкість агрегату становить 0,5–1,38 м/с.

Література

1. Прянішніков Д.М. Агрохімія / Д.М. Прянішніков. – К.: Держсільгоспвидав, 1964. – 608 с.
2. Бобко Е.В. О расположении и передвижении удобрений в почве / Е.В. Бобко // Избр. соч. М. Изд. сельскохозяйственной литературы. – 1963. – С. 136–141.
3. Гилис М.Б. Рациональные способы внесения удобрений / М.Б. Гилис. – М.: Колос, 1975. – 240 с.
4. Дорохов А.П. Анализ технологий возделывания и уборки картофеля / А.П. Дорохов // Мат-лы научн.-техн. конф. ЧГАУ. – Челябинск: Изд-во ЧГАУ, 1989. – С. 39–47.
5. Пат. 2213440 Российская Федерация, МКП АО 1С 7/12. Порционный высевальный аппарат сыпучих удобрений / Емелин Б.Н., Ватухин А.П., Саяпин И.В., Саяпин В.В. – № 2002101004/13; заявл. 08.01.2002; опубл. 10.10.2003, Бюл. 28.
6. Листопад Г.Е. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. / Г.Е. Листопад. – М.: Колос, 1976. – 752 с.
7. Пат. 2130244 Российская Федерация, С16 А01С 7/12. Высевальный аппарат / Скурятин Н.Ф., Шмайлов В.В. – № 97105146/13; заявл. 02.04.97; опубл. 20.05.99, Бюл. №14.

8. Наумов Ю.В. Обоснование параметров и режимов работы ротационного рабочего органа для внутрпочвенного внесения твердых органических удобрений: автореф. дис... канд. техн. наук / Ю.В. Наумов Ю.В. Челябинск, 1999. – 19 с.

9. Пат.50372 А Україна, МКИ А01С9/00. Картоплесаджалка / В.Л. Мартинюк (Україна). –№ 2001129164; Заявл. 28.12.2001; Опубл. 15.10.2002, Бюл. №2.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 631.3-181.4

© С.І. Овсянніков, к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ ОПЕРАТОРА ПІД ЧАС КЕРУВАННЯ МОТОАГРЕГАТОМ

В роботі представлена методика визначення енерговитрат оператора під час керування мотоагрегатом, тривалості виконання роботи і відпочинку. Обґрунтована необхідність включення коефіцієнту участі оператора у розрахунках продуктивності мотоагрегатів.

МОТОАГРЕГАТ, ОПЕРАТОР, М'ЯЗОВА ЕНЕРГІЯ, ПРОДУКТИВНІСТЬ МОТОАГРЕГАТІВ.

Постановка проблеми. Робота агрегатів на базі мотоблоків і мотознарядь здійснюється від дії двох джерел енергії: енергії згоряння палива у двигуні внутрішнього згоряння і фізичної енергії оператора [17]. Енергія оператора витрачається на забезпечення напрямку руху (керування в горизонтальній площині), забезпечення агротехнічних параметрів роботи агрегату (керування у вертикальній площині), силові зусилля, що впливають на тягову динаміку агрегату (керування у повздовжньому напрямку), забезпечення стійкості агрегату від перекидання, піше пересування самого оператора по обробленій поверхні ґрунту [14]. Ступень фізичної участі оператора в процесі роботи агрегату не досліджена, однак з практики роботи з мотоагрегатами відомо, що тривалість безперервної роботи складає 0,25-0,5 години, а час перерви на відпочинок – 0,25-0,75 години [10].

Таким чином, продуктивність мотоагрегатів і мотознарядь безпосередньо залежать від ступеню участі оператора в роботі агрегату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Тягова динаміка мотоагрегатів описується в роботах [11, 15, 16, 18], де відмічається, що під дією коливань тягового опору робочих органів знарядь і нерівностей поверхні пересування в наслідок дії реактивного моменту штанги керування постійно змінюють своє положення.

Основними факторами, що впливають на тягові властивості і курсову стійкість руху, є зчеплення рушіїв з опорною основою, які достатньо повно описані в роботах [3, 4, 6, 8, 12, 15, 20]. Властивості розгону і тягова динаміка роботи агрегату описана в роботах [6, 11]. Для відновлення заданого положення штанг оператор вимушений прикладати фізичну силу як у вертикальній, так й горизонтальній площинах [4].

Інтенсивність дії оператора на органи керування безпосередньо впливають на його втому і визначає періодичність і тривалість циклів "робота-відпочинок". Такі дослідження проводились в основному для спортсменів.

Метою роботи є теоретичне обґрунтування періодичності циклів "робота-відпочинок" оператора мотоагрегатів в залежності від ступеню його фізичної участі в процесі керування рухом агрегату. Для досягнення поставленої мети передбачається вирішити наступні задачі: визначити енерговитрати оператора на самопересування; визначити енерговитрати оператора на керування мотоагрегатом; визначити тривалість циклів "робота-відпочинок" в залежності від інтенсивності фізичного навантаження оператора; обґрунтувати необхідність враховувати ступінь участі оператора в загальній продуктивності агрегату.

Результати дослідження. Оператор під час роботи мотоагрегату пересувається пішки з середньою швидкістю 1,8-3,6 км/ч (0,5-1,0 м/с) по обробленому розрихленому ґрунту. Одночасно він прикладає зусилля на штанги мотоблока для керування роботою агрегату. Тоді загальні витрати енергії оператора становлять:

$$\dot{A}_{\Sigma} = \dot{A}_{\sigma} + \dot{A}_{e\ddot{a}\delta} + \dot{A}_{i\dot{n}i} \quad (1)$$

де E_x – енергія, що витрачається оператором під час його руху по розрихленому ґрунту; $E_{кер}$ – енергія, що витрачається оператором на керування мотоагрегатом; $E_{осн}$ – енергія основного обміну організму людини.

Витрати енергії під час пішої ходи по твердій поверхні (дорозі) зі швидкістю 0,5-0,7 м/с становлять 2,86 ккал/год на 1 кг ваги

оператора [2]. Під час руху по розрихленому ґрунті витрати енергії додатково збільшуються на 3,64 ккал/год. Таким чином витрати енергії оператора під час руху по розрихленому ґрунті становлять:

$$E_x = 2,86 + 2,64 = 5,5 \text{ ккал/год}\cdot\text{кг.}$$

Витрати енергії на основний обмін (робота внутрішніх органів і теплообмін) залежить від статті, віку, зросту оператора, температури оточуючого середовища та інших факторів. На протязі доби людина витрачає різну кількість енергії основного обміну, в денний час – більше, в нічний – менше. Залежність основного обміну енергії чоловіків та жінок, ваги тіла і віку за даними [9] наведені на рис. 1.

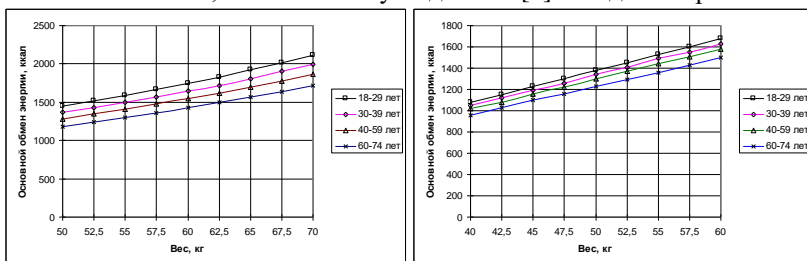


Рис. 1 – Залежність основного обміну енергії від ваги тіла і віку людини: а – чоловіків; б – жінок

Якщо прийняти, що оператор має середній вік 30-39 років і враховуючи, що роботи з мотоагрегатом виконують чоловіки середньою вагою 70 кг, витрати енергії на основний обмін становлять 1990 ккал/добу, або 1,2 ккал/год·кг. Враховуючі, що активність роботи внутрішніх органів в денний час вище, ніж в нічний, остаточно приймаємо витрати енергії в активний період 1,33 ккал/год·кг і в період відпочинку 0,89 ккал/год·кг.

Для визначення витрат енергії на керуванням мотоагрегатом проведені дослідження [11], в результаті яких встановлено: середні значення зусиль; їх середньо квадратичні відхилення; швидкість зміни зусиль в горизонтальній та вертикальній площинах (табл. 1 и 2) відповідно для орного і транспортного агрегатів.

За інтенсивністю і силовим навантаженням роботу оператора мотоагрегату можна прирівняти до пиляння дров ручною пилюкою [5]. Витрати енергії під час виконання інтенсивних режимів роботи, до яких відноситься керування орним мотоагрегатом, складають $E_{кер} = 6,86$ ккал/год·кг, для спокійних режимів роботи, наприклад керування транспортним агрегатом, $E_{кер} = 4,98$ ккал/год·кг. Тоді сумарні витрати енергії оператора під час роботи з мотоагрегатом становлять:

під час виконання робочих операцій:

$$E_{оп,р}=5,5+6,86+1,33=13,69 \text{ ккал/год}\cdot\text{кг};$$

під час виконання транспортних операцій:

$$E_{оп,пр}=2,86+4,98+1,33=9,17 \text{ ккал/год}\cdot\text{кг}.$$

Тоді, при середній вазі оператора 75 кг отримаємо:

$$E_{оп,р}=1027 \text{ ккал/год}=17 \text{ ккал/хв};$$

$$E_{оп,пр}=670 \text{ ккал/год}=11,17 \text{ ккал/хв}.$$

Таблиця 1 – Зусилля F , середньоквадратичні відхилення зусиль σ , швидкість зміни сили V_{Fcp} , середньоквадратичне відхилення швидкості σ_v на штангах керування мотоблоку "Мотор Сич" під час руху на стерні і ґрунтовій дорозі

Ґрунтовий фон	F _{кр.ср.} Н	Верт. площина				Гориз. площина			
		F _{ср.} Н	σ , Н	V _{Fcp} , Н/с	σ_v , Н/с	F _{ср.} Н	σ , Н	V _{Fcp} , Н/с	σ_v , Н/с
Стерня	770	176	240	-3,7	134	-72	16, 6	-1	64,8
Ґрунтова дорога	228	-54	72, 6	-1,8	30	1,3 8	12, 3	-0,2	8,5

М'язова енергія утворюється під час розщеплення аденозинтрифосфату (АТФ) на аденозиндифосфат (АДФ) та фосфат (Ф). Отримана енергія (приблизно 1/3) викликає скорочення м'язової тканини і виділення тепла (приблизно 2/3) [9]. Умовно цей процес можна записати так:



Тривалість отримання таким чином енергії становить всього 1-3 сек, тому що запаси АТФ дуже малі. Одночасно організм запускає механізм зворотного синтезу АТФ, який називається фосфоруванням:



В залежності від участі кисню в отриманні енергії розрізняють анаеробне (без участі кисню) і аеробне (з участю кисню) утворення енергії.

Анаеробне утворення енергії забезпечує інтенсивне її виділення за короткий термін часу і здійснюється двома способами:

- під час взаємодії з креатинфосфатом: вихід енергії приблизно такий саме, як з АТФ, але його вистачає тільки на 7-12 сек (максимально 15-30 сек) інтенсивного скорочення м'язів;

- під час розщеплення глікогену, що знаходиться у м'язах: розщеплення здійснюється не повне, а тільки до утворення молочної кислоти (анаеробна лактатна система). Виділення енергії при цьому в декілька разів менше, ніж під час розщеплення креатинфосфату. Але енергії вистачає на 2-3 хв інтенсивної роботи, бо накопичена у м'язах кислота призводить до зниження швидкості розщеплення глікогену.

В такій ситуації людина вимушена зупинитись, щоб "перевести дихання" і дочекатись виходу з м'язів, що працюють, залишків молочної кислоти або зменшити інтенсивність виконання роботи, щоб запустити наступну систему отримання енергії.

Аеробне утворення енергії здійснюється з участю кисню, що поставляється до м'язів разом з кров'ю. При наявності достатньої кількості кисню, глікоген може розпадатись до вуглекислого газу і води з визволенням енергії. Процес здійснюється у два етапи: глікоген розщеплюється до молочної кислоти; окислення молочної кислоти з виділенням вуглекислого газу, води і великої кількості енергії. Така сама реакція може проходити й з жирними кислотами, але енергії при цьому виділяється в три рази більш!

Однак ці процеси потребують значної кількості кисню, яке обмежене роботою легенів і серцево-судинною системами, особливо для розщеплення жирних кислот. Потрапляння жирних кислот до м'язів забезпечується також потоком крові. У людей, що тренуються, ця здатність розвинена сильніше, що забезпечує їм більшу витривалість.

Аеробна система запускається практично відразу з моменту початку фізичного навантаження, але виходить на максимальну потужність через 2-3 хв. Розпад жирних кислот починається через 20-30 хв. При не достатку кисню виникає змішане одночасне аеробно-анаеробне утворення енергії. При цьому частка анаеробного становить від 0,1 до 0,3 в загальному забезпеченні енергією і залежить від інтенсивності роботи людини (табл. 2).

Таблиця 2 – Залежність тривалості роботи людини від частки анаеробного утворення енергії у загальній системі отримання енергії

Частка анаеробного утворення енергії	0,06	0,1	0,15	0,30
Тривалість роботи людини, хв.	24-45	12-20	8-13	4-6

Таким чином, максимальна тривалість роботи оператора складає 30-45 хв на транспортних операціях і 15-20 хв під час виконання робочих операцій.

Процес відновлення енергії здійснюється шляхом окислювальних операцій за допомогою кисню [19], тривалість якого складає:

- відновлення креатинфосфатів (першочергове) – 2-5 хв;
- видалення молочної кислоти – 0,5-1,5 години в залежності від ступеню кисневого голоду;
- відновлення м'язового і печіночного глікогену – 12-48 годин;
- підсилення синтезу білків (м'язової тканини) – 12-72 годин;
- відновлення запасів кисню у м'язах – дуже швидко.

Враховуючи, що м'язова робота оператора здійснюється змішаним способом, в м'язах накопичується кислота і на її окислення необхідно як мінімум 0,5 години. У випадку дострокового припинення відпочинку, запас енергії в м'язах зменшується, відповідно зменшується тривалість роботи до наступного відпочинку, а час відпочинку збільшується. Фізична підготовка і тренування сприяють збільшенню працездатності до 10-15%.

Таким чином, тривалість роботи оператора повинна не перевищувати 15-20 хв з подальшим відпочинком приблизно в 30-40 хв. Якщо оператор працює більше 4 годин на добу, в організмі виникає дефіцит глікогену, для відновлення якого необхідно не менше 24 годин відпочинку.

Враховуючи вище викладене можна відмітити, що продуктивність мотоагрегату, окрім всіх відомих складових, залежить й від інтенсивності участі оператора в роботі агрегату. Продуктивність мотоагрегату в загальному випадку визначається за формулою:

$$W_a = B \cdot V \cdot T \cdot K_{\tilde{n}} \cdot K_{\delta} \quad (4)$$

де B – ширина захвату агрегату; V – швидкість руху агрегату; T – загальний час роботи агрегату; K_{cm} – коефіцієнт використання часу зміни; K_m – технологічний коефіцієнт, що враховує час підготовки і обслуговування агрегату, технологічне перекриття робочих проходів і т.п.

Однак дана залежність не враховує час на відпочинок оператора. Для цього в формулу (4) пропонується ввести коефіцієнт корисної дії оператора $\eta_{оп}$:

$$W_{ia} = B \cdot V \cdot T \cdot K_{\tilde{n}} \cdot K_{\delta} \cdot \eta_{оп} \quad (5)$$

Враховуючи, що час роботи агрегату безпосередньо залежить від робочого стану оператора, то загальний час виконання роботи складається з часу на виконання безпосередньо операції і часу на відпочинок оператора. Таким чином отримаємо:

$$\dot{\sigma} = \dot{\sigma}_{\delta} + \dot{\sigma}_{\hat{a}^3 \ddot{u}}, \quad (6)$$

тут T_p – час виконання операції; $T_{\text{від}}$ – час відпочинку оператора.

Коефіцієнт корисної дії оператора залежить від інтенсивності силового керування, робочої швидкості пересування агрегату та інших факторів. В загальному випадку коефіцієнт корисної дії можна визначити як:

$$\eta_{\hat{i} \ddot{i}} = 1 - \hat{E}_{\hat{i} \ddot{i}} = 1 - \hat{A}_{i \ddot{i}} / \hat{A}_{i \ddot{i} \text{ до}}, \quad (7)$$

де K_{on} – коефіцієнт силової інтенсивності оператора; E_{on} – енергія, що витрачена оператором, ккал/хв; $E_{on, \text{max}}$ – максимальна енергія, що утворюється оператором під дією анаеробних процесів відновлення енергії.

Висновки. На основі проведених досліджень утворення і відновлення м'язової енергії людини уточнена залежність визначення продуктивності мотоагрегатів шляхом введення коефіцієнта корисної дії оператора.

Література

1. Физиология человека: Учебник для студентов медицинских институтов / Под ред. Козицкого Г. – М. : Медицина, 1985. – 544 с.
2. Горшакова Н. Фармакология спорта / [Н. Горшакова, Я. Гудивок, Л. Гунина ы др.]; под общ. Ред. С. Олейник, Л. Гуниной, Р. Сейфулы. – К. : Олимп. 1-ая, 2010. – 640 с.
3. Гуськов В.В. Тракторы: теория: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение. – 1988. -376 с.
4. Гуцол О. Фізичні рівняння деформації ґрунту з суттєвим проявом в'язко-пластичних властивостей / О. Гуцол, В. Ковбаса, В. Курка // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa / - Lublin, 2011. – Том 13. : 2012. - S. 145-155.
5. Келлер Н. О концепции развития мобильной мини-техники на современном этапе / Н. Келлер, А. Цветков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003, № 4. - С. 7-10.
6. Левин Н. Определение некоторых показателей взаимодействия колесного движителя трактора с почвогрунтом / Н. Левин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1986. - №6. – С. 6-10.
7. Ловейкин В. Оптимизация режима разгона одномассовой динамической системы с интегральными ограничениями / В. Ловейкин, У. Ромасевич. // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa / - Lublin, 2012. – Том 14-3. : 2012. - S. 158-163.

8. Малеса В. Применение метода конечных элементов в обосновании выбора параметров взаимодействия шины с опорным основанием в контакте / Влодзимир Малеса // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa / - Lublin, 2012. – Том 13. : 2011. -S. 136-144.

9. Мышцы. Их строение и работа / Rejim dostupa do resursa: <http://www.hudeika.ru/pitanie-do-i-posle-trenirovki.html>

10. Овсянников С. Классификация и концепция развития миниагротехники / С. Овсянников // Вісн. наук. праць ХНТУСГ. Вип. 94. – Х. : ХНТУСГ, 2010. - С. 304-309.

11. Овсянников С. Исследования силового управляющего взаимодействия в подсистеме «Оператор-мотоблок» / С. Овсянников, А. Марчишак. // Вісн. наук. праць ХНТУСГ : вип. 123 "Системотехніка і технології лісового комплексу". – Х. : 2012. – С. 20-26.

12. Овсянников С. Исследование тяговых параметров пневматических шин мотоагротехники на рыхлых почвах / С. Овсянников // Вісн. наук. праць ХНТУСГ. Технічні науки : вип. 124 "Механізація с.-г. виробництва", том 2. – Х.: 2012. – С. 75-80.

13. Овсянников С. К вопросу о качении жесткого колеса мотоагротехники / С. Овсянников. Вісн. наук. праць ХНТУСГ : вип. 136 "Системотехніка і технології лісового комплексу". – Х. : 2013. – С. 43-53.

14. Овсянников С. Силовое взаимодействие оператора при управлении мотоагрегатом / С. Овсянников // Вісн. НТУ "ХПИ", серія : Автомобіле- та тракторобудування. 2012. – № 60. – С. 25-30.

15. Ovsyannikov S.I. K voprosu o kachenii zhestkogo kola motoagrotekhniki / S.I. Ovsyannikov // Visnik KhNTUSG № 136 - 2013. - S. 43-54.

16. Овсянников С.І. Підвищення тягово-зчіпних властивостей малогабаритних тракторів в рослинництві / Автореферат на здобуття наукового ступеню канд. техн. наук. // - Х.: ХДТУСГ, 1997. - 20 с.

17. Овсянников С., Ремарчук Н. Аспекты функциональной стабильности агрегатов на базе мотоблоков / С. Овсянников, Н. Ремарчук // Сільськогосподарські машини : 36. наук. статей – Вип. 20. – Луцьк : Ред. – вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 234 – 242.

18. Ремарчук М.П. Створення гідромоторів на основі використання стандартних гидроциліндрів / Ремарчук М.П., Холодов А.П., Чмуж Я.В., Вайрамашвілі Т.Т., Овсянников С.І. // Науковий вісник будівництва, - Х.: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, вип. 57, 2010. – С. 430-434.

19. Восстановление мышечного гликогена. Питательные вещества для мышц. / Режим доступа к ресурсу <http://meduniver.com/Medical/Physiology/1411.html> МедУнивер.

20. Золотаревская Д. Влияние вязкоупругих свойств почвы и сил трения на тяговые свойства и уплотняющее воздействие колесных тракторов на почву / Д. Золотаревская // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1991. – №3. – С. 13-17.

Рецензент д.т.н., проф. В.А. Войтов

УДК 674.023

© Б.Ф.Пасаман, к.т.н., Ю.Л.Гулько, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

РАЦІОНАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ РУБАЛЬНИХ МАШИН

У статті розглянуті теоретичні обґрунтування впливу конструктивних параметрів робочих органів дискових рубальних машин на якісні показники отримуваної тріски.

РУБАЛЬНА МАШИНА, ТРІСКА, НІЖ, ДИСК, КУТ РІЗАННЯ

Постановка проблеми. Використання деревних відходів при проведенні лісозаготівельних робіт дозволяє підвищити ефективність вирішення питання енергозбереження та виробництва вторинних матеріалів для деревообробної промисловості. В результаті переробки деревних залишків отримується тріска – подрібнена деревина.

Тріска є цінною сировиною, яка широко використовується у різних побутових і виробничих сферах діяльності. Тріска застосовується у якості основної сировини у целюлозно-паперовій промисловості, у виробництві деревно-стружкових плит, у якості біопалива, у гідролізному виробництві.

Для того, щоб забезпечити вимоги конкурентноспроможності продукції, що виробляється, характеристики тріски повинні відповідати вимогам споживачів.

Основними вимогами серед усіх є вимоги до форми та розмірів тріски, що виробляється в результаті взаємодії лісоматеріалів із робочими органами рубальних машин.

Тріска, яка отримується на рубальних машинах, в основному є неоднорідною. Така тріска, як правило, містить велику фракцію (товщиною до 15 мм і довжиною до 100 мм), товсту фракцію (товщиною 7-10 мм – 10...30 %, в основному сучки), кондиційну

фракцію, тирсову фракцію (подрібнена деревина, частки кори, мінеральні домішки – 2...5%).

Тому необхідно проводити аналіз взаємодії різних конструкцій робочих органів рубальних машин з лісоматеріалами, що подрібнюються, для досягнення більш якісних показників продукції переробки – тріски.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням дослідження робочих органів рубальних машин присвячені роботи Н.М. Вальщикова [1], С.Б. Васильєва та Г.Н. Колесникова [2], Ю.В. Рубцова [3] та ряду інших. Результати цих досліджень є дуже важливими для вирішення задачі забезпечення ефективної роботи рубальних машин. Поряд з цим, специфіка процесу отримання тріски на основі операцій різання деревини із застосуванням нових конструктивних рішень робочих органів рубальних машин потребує подальшого вивчення питання раціональних параметрів робочих органів рубальних машин.

Метою дослідження є визначення раціональних параметрів дискових робочих органів рубальних машинах, які забезпечують підвищення показника виходу кондиційної тріски.

Результати дослідження. Серед рубальних машин одними з найпоширеніших є дискові рубальні машини, робочий орган яких (рис.1) складається з ножового диска 3 з ножами 4, завантажувального патрона 2, а також приводного механізму. Нерухомий ніж закріплюється до кожуха машини.

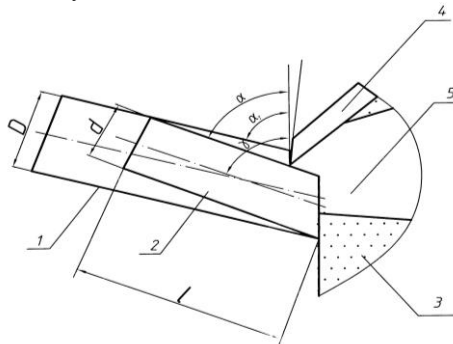


Рис. 1 – Схема ріжучого робочого органа рубальної машини: 1 – завантажувальний патрон, 2 – деревина, 3 – диск, 4 – ніж, 5 – щілина

Деревина 2 по завантажувальному патрону 1 прямує в зону рубки і спирається на протирізальну пластину. При обертанні диска 3

ножі 4 відрізають з деревини її частинки, які відколюються і пройшовши через щілину 5, вдаряються об стінку кожуха, утворюючи тріску. Завдяки розміщенню на ножовому диску лопаток утворена тріска викидається (в цьому процесі бере участь відцентрова сила) через тріскопровід.

В основі процесу роботи рубальних машин лежить операція рубання деревини у торцево-поздовжньо-поперечному напрямку. Вид дії робочого органа машини на матеріал, що подрібнюється: удар-стик-різання-зсув [4].

Важливим параметром дискового ножового робочого органа є кут різання. Якщо зменшити кут різання γ до 16° , то удар по деревині буде «косим» і сам удар буде ефективнішим, оскільки на відміну від прямого удару, діє і поздовж (на розтяг і розрив) і поперек (на злам та згин) деревних волокон. Тому енергозатрати на процес різання зменшаться.

За схемою, наведеною на рис.1, можна також визначити залежність між розмірами діаметрів завантажувального патрона D , діаметром деревини, що подрібнюється d , довжиною подрібнюваної деревини l та кутом встановлення завантажувального патрона α_1 :

$$\alpha_1 = \alpha - \arctg \frac{D-d}{l}.$$

Аналіз результатів розрахунків за даною формулою показав [2], що чим ближче значення $\frac{D-d}{l}$ до нуля, тим менше форма частинок тріски відрізняється від стандартної.

На ефективність роботи дискового робочого органа також впливають конструктивні розміри ножового диска, які слід назначати з умов розміщення ріжучих ножів і створення необхідного моменту.

Дуже важливою задачею при розробці конструкцій дискових ножових робочих органів є також виконання розрахунку на міцність матеріалу диска із врахуванням того, що за великих швидкостей обертання у матеріалі диска виникають напруження від центробіжних сил інерції.

Напруження від центробіжних сил інерції у диску, що обертається, за енергетичною теорією і теорією найбільших тангенціальних напружень визначається за формулою:

$$\sigma_i = \frac{\gamma \cdot v^2}{8g} \cdot (3 + \mu) \cdot \left[2 + \left(1 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} \right) \cdot a^2 \right],$$

де γ - питома вага матеріалу, Н/м^3 ; μ - коефіцієнт Пуассона; $a = d/D$ - відношення отвору під вал до зовнішнього діаметра диска; v - колова швидкість на ободі диска, м/с .

На основі розрахунків на міцність, що проводились за допомогою програми, розробленої у середовищі Mathcad, з урахуванням різних режимів роботи дискового робочого органа, було розроблено конструкцію диска ріжучого робочого органа (рис.2).

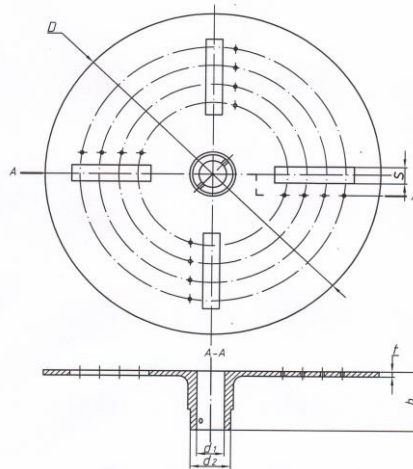


Рис. 2. Схема диска ріжучого робочого органа

Рациональні конструктивні розміри диска наступні: $D=1250$ мм; $S=64$ мм; $t=20$ мм; $b=240$ мм; $d_1=104$ мм; $d_2=152$ мм.

Ножами, які використовуються у рубальних машинах можливо сформувати товщину і довжину елемента тріски, але вони не можуть забезпечити постійну ширину тріски.

З метою отримання однорідної фракції із забезпеченням також і необхідної ширини тріски на диск рубальної доцільно встановити ніж з розділювальними різцями [5]. Ніж на передній грані має клиноподібні розділювальні різці, а відстань між лезами розділювальних різців пропорційна ширині тріски, що отримується.

Висновок. На основі аналізу процесу подрібнення деревини дисковими робочими органами рубальних машин сформовані пропозиції щодо впровадження конструктивних рішень, направлених на підвищення ефективності роботи рубальних машин та отримання більш якісної продукції – тріски.

Література

1. Вальщиков Н.М., Лицман Э.П. Рубительные машины: монография // М: Лесная промышленность. 1980. – 96 с.
2. Васильев С.Б. Влияние изменения длины баланса, измельчаемого в дисковой рубительной машине, на размеры частиц древесной щепы / С.Б. Васильев, Л.А. Девятникова, Г.Н. Колесников // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ)– Краснодар: КубГАУ, 2012. – №07(081). С. 766 – 775.
3. Рубцов Ю.В., Коннова Г.В., Рудько С.В. Технологии переработки низкокачественной древесины на щепу рубительными машинами в США и России // Ученые записки Комсомольского–на–Амуре государственного технического университета. Т.1.-2011. №8. с.108-114.
4. Ивановский Е.Г. Резание древесины – М.:Лесная промышленность, 1974. – 200с.
5. Патент РФ № 2192349 Рубительные машины. Б.Я. Мокрицкий, Ю.В. Рубцов, В.А. Соловьев. / Оpubл. 10.11.2002. Бюл. № 31.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК: 631.171

© С.О. Поляшенко, к.т.н.

Харківської національної технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка

О.А. Роляк, к.т.н.

Подільського державного аграрно-технічного університету

Ю.О. Цикалюк к.т.н.

Мирогощанський аграрний коледж

**ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ
ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ТИПУ
6510 ЗА РАХУНОК ПОЛІПШЕННЯ ПАРАМЕТРІВ
ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ**

Розглянуті актуальні питання поліпшення паливно-екологічних характеристик ДВЗ та впровадження заходів, направлених на запобігання шкідливого впливу відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

ДВИГУН, ПАЛИВО, ТОКСИЧНІСТЬ, ВУГЛЕЦЬ.

Постановка проблеми. Найбільша кількість механічної енергії виробляється двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), які одночасно споживають основну масу продуктів переробки нафти і є активним, постійно діючим фактором хімічного, механічного, теплового й іншого видів шкідливого впливу на навколишнє середовище. Максимальний збиток навколишньому середовищу при роботі ДВЗ заподіюється хімічними факторами, пов'язаними із забрудненням атмосфери токсичними речовинами відпрацьованих газів (ВГ).

Аналіз досліджень і публікацій. Найефективнішим ДВЗ із погляду виробітку енергії при мінімальній витраті палива й забрудненні навколишнього середовища токсичними викидами є дизель. Завдяки цьому дизелі одержали широке поширення як силові установки на різних машинах. Максимальна сумарна потужність дизелів зосереджена у вантажному автотранспорті й у самохідних сільськогосподарських машинах.

Недоліком дизелів є збільшений викид у навколишнє середовище оксидів азоту й твердих часток, що визначає актуальність активізації досліджень і реалізації заходів, спрямованих на зменшення концентрації у ВГ саме цих шкідливих речовин при збереженні існуючого рівня паливної економічності, а при можливості - і його підвищенні.

Річна потреба в дизелях для вантажних автомобілів, автобусів, тракторів, зернозбиральних комбайнів й іншої техніки, що випускається або готується до випуску підприємствами України, перевищує 80000 штук, і буде зростати поряд з ростом споживання дизельного палива.

Такому процесу сприяє ряд переваг дизелів у порівнянні з бензиновими двигунами. По-перше, це позначається в можливості роботи при більше високих ступенях стиску без виникнення детонаційних явищ і забезпечення якісного регулювання потужності. Збільшення при цьому середнього коефіцієнта надлишку повітря сприяє більше повному й швидкому згорянню з порівняно низькими значеннями витрати палива на режимах максимальних навантажень. По-друге, у міру зменшення кількості палива, що впорскує, більша його частка згоряє в обсязі камери вдалині від стінок, що зменшує втрати теплоти. Має значення також зниження середньої теплоємності продуктів згоряння, завдяки чому зростає ефективність використання теплоти для здійснення корисної роботи [1]. Все це приводить до того, що на відміну від бензинових двигунів, індикаторний ККД на режимах

малих навантажень, як правило, знижується, у дизелях, значення індикаторного ККД зі зменшенням навантаження збільшується. У результаті, дизелі в експлуатації витрачають на 25...30 % менше палива. До того ж дизелі мають в 2,0 - 2,5 рази більший технічний ресурс, краще пристосовані до форсування застосуванням газотурбінного наддування, менш небезпечні в пожежному відношенні, забезпечують одержання більшої потужності в одиничному агрегаті [2]. Так само як і показники витрати палива, утворення токсичних речовин у циліндрі дизеля перебуває в безпосередній залежності від організації сумішоутворення й згорання. Тому заходи, спрямовані на поліпшення паливної економічності, відповідним чином змінюють вміст у ВГ різних токсичних компонентів. Рішення проблеми полягає в комплексному підході, обґрунтуванні й практичній реалізації правильного сполучення прийнятих, найчастіше компромісних заходів, заснованих на теоретичних й експериментальних дослідженнях, доводочних роботах, з перевіркою двигунів на відповідність нормативним вимогам і наступному впровадженню у виробництво.

В закордонній практиці нерідкі випадки, коли забезпечення твердих норм до токсичності викидів досягається на шкоду паливної економічності дизеля на певних режимах роботи. З огляду на обмеженість паливних ресурсів, для дизелів українського виробництва такий підхід неприйнятний.

Мета дослідження. Метою дослідження є аналіз та впровадження заходів, направлених на запобігання шкідливого впливу відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Результати дослідження. Можна розрізнити три рівні заходів, спрямованих на вдосконалення екологічних показників ДВЗ за рахунок впливу на сумішоутворення й згорання. У першу чергу реалізуються заходи, які забезпечують зниження викидів шкідливих речовин з ВГ двигунів, що перебувають у виробництві, без значних витрат й у найкоротший термін.

До другого рівня варто віднести заходи, що також стосуються двигунів, що випускають, але потребують значного фінансування на підготовку виробництва.

Третій рівень передбачає корінну модернізацію існуючих або створення й впровадження у виробництво нових двигунів з малотоксичними робочими процесами, що вимагає більших капіталовкладень і строків освоєння.

Причому реалізація кожного з відзначених рівнів повинна відповідати умові збереження вихідних значень споживання дизельного палива в експлуатації або їхнього зменшення. ВГ дизелів

являють собою гетерогенну суміш різних речовин з різноманітним хімічним і фізичним составом, на 99...99,98 % складається із продуктів повного згоряння палива й повітря. І тільки інші 0,02-1 % ВГ містять токсичні речовини.

Основна маса токсичних компонентів у ВГ (до 90 %) газоподібна. Частина, що залишилася, виділяється у вигляді твердої й рідкої фаз [2].

Найнебезпечніші для здоров'я людей, тварин і рослин оксид вуглецю, вуглеводні, бенз- α -пирен, альдегіди, сажа, оксиди азоту, оксиди сірки.

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні з ВГ дизелів можна класифікувати в такий спосіб:

- речовини, що утворилися в результаті неповного згоряння палива й оливи - оксид вуглецю, вуглеводні, сажеві частки;
- оксиди азоту, що утворилися в результаті реакцій окислювання атмосферного азоту;
- оксиди сірки, золи, частки пилу й зношування деталей двигуна;
- діоксид вуглецю.

Для аналізу рівня токсичних компонентів, що викидаються при згорянні 1 кг палива дизелями й бензиновими двигунами, скористаємося даними, які зведені в таблиці.

Таблиця – Викид токсичних компонентів у грамах при згорянні 1 кілограма бензину й дизельного палива

Компонент	Бензиновий двигун	Дизель
Оксид вуглецю (CO)	465	20
Оксиди азоту (NO _x)	16	35
Вуглеводні (C _n H _m)	23	8
Альдегіди (R-CHO)	1	1
Сажа (C ₅)	1	6
Бенз (α) пирен (C ₂₀ H ₁₂)	-	4 10 ⁻⁶
Ангідрит сірчаної кислоти	2	7
Разом	508	77

Наведені дані показують, що масовий викид оксиду вуглецю й газоподібних вуглеводнів при згорянні 1 кг палива у ВГ дизеля істотно нижче. При роботі дизеля не викидається в атмосферу свинець. Однак необхідно відзначити більший вміст у ВГ дизеля оксидів азоту, ангідридів сірчаної кислоти й часток, що свідчить про негативність впливу цих шкідливих компонентів на організм людини й навколишнє

середовище, погіршує екологічні якості дизелів. Склад ВГ значною мірою залежить від режимів роботи двигуна, його технічного стану і умов експлуатації. Склад газів карбюраторних двигунів в основному визначається коефіцієнтом надлишку повітря α . На рис. 1, а показано зміну основних токсичних компонентів у ВГ карбюраторного двигуна в залежності від α [6].

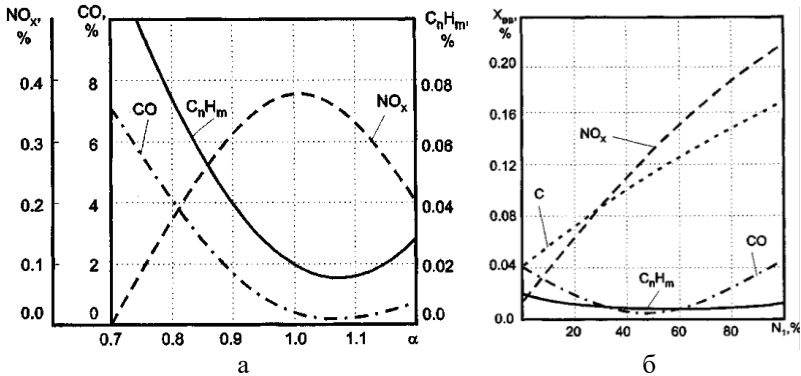


Рис. 1 - Характеристики токсичності двигуна: а - карбюраторного автомобіля ЗІЛ - 431410; б - дизельного 6ЧН 12/14 автомобіля КрАЗ-65101

З рисунка видно, що в області низьких значень α (багаті суміші) внаслідок недолику кисню для окислення палива збільшується кількість оксиду вуглецю і вуглеводнів, знижується емісія оксидів азоту. При $\alpha = 1,05 - 1,2$ (бідні суміші) вміст CO незначний, невелика також кількість вуглеводнів ($\sim 0,02$ %), але різко зростає вміст оксидів азоту (0,3 - 0,4 %). Якщо $\alpha > 1,1$, то внаслідок сповільненого згорання сильно збіднених сумішей дещо підвищується вміст вуглеводнів. Вміст оксидів азоту також знижується. Це пояснюється тим, що при такому складі паливоповітряної суміші падає температура циклу. Реакцію окислення азоту можна помітно знизити при рекуперації продуктів згорання (до 10 - 15 %).

При цьому знижується максимальна температура циклу, оскільки зменшується маса свіжого заряду. З рисунка видно, що із зміною в межах 0,8 - 1,2 не можна добитися одночасного зниження концентрації всіх токсичних речовин. Цього можна було б досягти при $\alpha > 1,3$ (дуже бідні суміші), але при такому складі паливоповітряна суміш практично не запалюється. Якщо застосовувати спеціальні палива (наприклад, добавку водню) з широкими межами запалювання і

високими швидкостями згорання бідних сумішей, то у ВГ вміст шкідливих компонентів буде дуже малий. Як показують багато досліджень, добавка водню (5 - 15 % від витрати бензину) забезпечує роботу двигуна при $\alpha = 1,5 - 2$. В цьому випадку знижується токсичність і підвищується паливна економічність.

На рис. , б показано зміну вмісту CO , NO_x , C_nH_m і C залежно від відсотка використання потужності дизельного двигуна. З рисунка видно, що вміст оксидів вуглецю і вуглеводнів незначний (0,01 - 0,05 %). Із збільшенням навантаження оксиди азоту зростають від 0,02 % до 0,2 %, а сажа від 0,04 % до 0,16 %. Можна вважати, що основними токсичними речовинами в дизельних двигунах є оксиди азоту і сажа.

Висновки. Найефективнішим ДВЗ із погляду виробітку енергії при мінімальній витраті палива й забрудненні навколишнього середовища токсичними викидами є дизель. Завдяки цьому дизелі одержали широке поширення як силові установки на різних машинах.

Перспективними напрямками поліпшення параметрів повітропостачання, а отже показників паливно-екологічних характеристик дизеля є збільшення коефіцієнта наповнення, застосування газотурбінного наддування й проміжного охолодження наддувного повітря, вибір швидкості й структури руху повітряного заряду в камері згорання.

Література

1. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие /Владим. гос. ун-т. Владимир, 2000.-256 с.
2. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію. – Харків: НТУ “ХП”, 2003. – 244 с.
3. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. -М: «Агропромиздат», 1991.-208 с.
4. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник, -Л.: Машиностроение, 1990.-352 с.
5. Гутаревич Ю.Ф. Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей, -К.: Урожай, 1989.-224 с.
6. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). Изд. 2-е перераб и дополн. - Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999, -468 с.
7. Парсаданов И.В. Улучшение экологических показателей дизеля СМД 31 воздействием на рабочий процесс // Сб. науч. тр.- ВГУ.- 1999.-С. 108-110.

8. Строков А.П., Парсаданов И.В. Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС // Сб. науч. тр. ВГУ. - 1999. –С. -106-108.

9. Звонов В.О., Заиграев Л.С. Оценка ущерба от вредных выбросов в атмосферу двигателями внутреннего сгорания // Экология и ресурсосбережение. – 1994. - №2. – С. 9-18.

10. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин.-К.: НМК ВО, 1992-320с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 614.84:534.014.1

© О.Г. Приймаков, к.т.н.

Національний університет цивільного захисту України

Ю.О. Градиський, к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖУ ПРИ ПОВОРОТІ КРАНА ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ

В статті запропонована математична модель стрілової системи крана з двома ступенями свободи в умовах рівномірного і нерівномірного нерівноприскореного повороту. Встановлені зони безпечних амплітуд коливань і безпечних зон експлуатації таких кранів.

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ, НЕРІВНОМІРНИЙ ПОВОРОТ, СТІЛА, КАНАТ.

Постановка проблеми. Робота підйомно-транспортних машин (ПТМ) тісно узгоджується з виробничим циклом і впливає на продуктивність, час і ефективність експлуатації виробничого устаткування, транспортних засобів і в цілому — на технологічний процес промислових і транспортних підприємств. Від характеру робочих рухів залежать навантажувальні, часові, геометричні, кінематичні й інші параметри перевантажувального процесу.

Істотною особливістю ПТМ є обмеження, що накладаються на їх характеристики: швидкості руху, повороту і зачерпування вантажу, прискорення, обертаючі моменти. Першорядне значення має те, що

ПТМ являють собою динамічні системи, стан яких змінюється в часі: вони піддаються збурюванню (тиск вітру, коливання температури, динамічні навантаження і т.д.).

Для розв'язку завдання поліпшення конструктивних і експлуатаційних показників ПТМ може бути використана математична модель процесів експлуатації ПТМ з метою виявлення умов недопущення надзвичайних ситуацій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Однією з причин зменшення продуктивності вантажопідйомних машин є розгойдування вантажу на гнучкому підвісі (канаті). Найбільш характерним є розгойдування вантажу при повороті крана через дію відцентрової сили і сили інерції вантажу при пусках і зупинках. Таким чином, вантаж одночасно коливається у площині хитання стріли і зміщається з цієї площини. Накладення цих двох коливань утрудняє роботу крановика, знижує безпеку виконання робіт. Для зменшення розгойдування вантажу збільшують час розгону, або застосовують керований електропривод, який розганяє і зупиняє кран за певним законом. Другому способу керування приділяється досить велика увага [1, 2]. Однак дані методи керування не враховують різні конструктивні та експлуатаційні фактори, такі, як зазори в передавальних механізмах і жорсткість елементів конструкції. У зв'язку з цим, актуальним завданням є пошук режиму повороту крана, який би враховував вплив його конструктивних особливостей.

Подібні спроби наведені в [3], але вони вимагають уточнення з урахуванням повного значення кінетичної та потенційної енергії в рівнянні руху.

Мета дослідження. Мета даної роботи полягає в дослідженні впливу відцентрових сил на коливання вантажу, підвішеного на гнучкому канаті, при повороті стріли крана для визначення безпечних амплітуд коливань і безпечних зон експлуатації.

Результати досліджень. Для визначення функції Лагранжа і виведення рівнянь руху вантажу відповідно до [3], розрахункова схема представлена на рис. 1. Введемо наступні позначення: m - маса вантажу, l - довжина підвісу, r - відстань від точки підвісу до осі обертання, ω - кутова швидкість повороту крана, θ - кут відхилення канату від вертикалі, φ - кут повороту стріли крана.

Визначимо відстань від осі обертання до вантажу ($O' B$):

$$l_1 = r + l \sin \theta,$$

тоді

$$d l_1 = l \cos \theta d \theta.$$

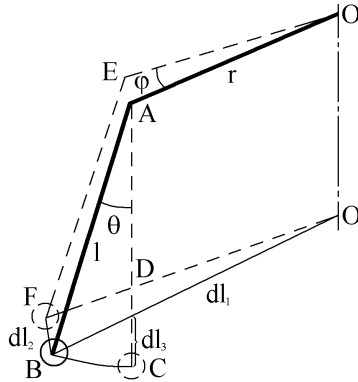


Рис. 1 – Розрахункова схема стрілової системи крана з двома ступенями свободи

Визначимо довжину дуги, по якій проходить вантаж при повороті крана навколо осі OO' (BF):

$$d l_2 = (r + l \sin \theta) d \varphi.$$

Зміна висоти вантажу (DC):

$$l_3 = l (1 - \cos \theta);$$

$$d l_3 = l \sin \theta d \theta.$$

Отже, швидкості змін $d l_1$, $d l_2$, $d l_3$:

$$\frac{d l_1}{d t} = l \cos \theta \frac{d \theta}{d t} = l \cos \theta \times \dot{\theta},$$

$$\frac{d l_2}{d t} = (r + l \sin \theta) \frac{d \varphi}{d t} = (r + l \sin \theta) \times \dot{\varphi},$$

$$\frac{d l_3}{d t} = l \sin \theta \frac{d \theta}{d t} = l \sin \theta \times \dot{\theta}.$$

а кінетична, потенційна енергія і функція Лагранжа:

$$T = \frac{m}{2} \left[l^2 \dot{\theta}^2 + (r + l \sin \theta)^2 \dot{\varphi}^2 \right],$$

$$U = m g l \cos \theta,$$

$$L = T - U = \frac{m}{2} \left[l^2 \dot{\theta}^2 + (r + l \sin \theta)^2 \dot{\varphi}^2 \right] + m g l \cos \theta.$$

Складемо рівняння руху системи

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial L}{\partial \theta} = 0, \\ \varphi = \varphi(t). \end{cases} \quad (1)$$

Знайдемо власні похідні функції Лагранжа:

$$\frac{\partial L}{\partial \theta} = \frac{m}{2} 2(r+l \sin \theta) \cos \theta \dot{\varphi}^2 - mgl \sin \theta = ml \dot{\varphi}^2 (r+l \sin \theta) \cos \theta - mgl \sin \theta, \quad (2)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = \frac{m}{2} l^2 2 \dot{\theta} = ml^2 \dot{\theta}, \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = ml^2 \ddot{\theta}. \quad (4)$$

Підставляючи (2) - (4) в (1), одержимо:

$$\begin{cases} \ddot{\theta} - \left(\frac{r}{l} + \sin \theta \right) \cos \theta \dot{\varphi}^2 + \frac{g}{l} \sin \theta = 0, \\ \varphi = \varphi(t). \end{cases} \quad (5)$$

Розглянемо випадок повороту крана з постійною кутовою швидкістю ω . Тоді $\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$. Початкові умови для розв'язку системи:

$$\theta(0) = 0; \quad \dot{\theta}(0) = 0; \quad (6)$$

Розв'язок системи (5) за даних умов буде описуватися рівнянням гармонійних коливань:

$$\theta = A \sin^2(\Omega t),$$

де амплітуда A і кругова частота Ω цих коливань визначаються по формулах:

$$A = 2\theta_0 = \frac{2\omega^2 r}{\frac{g}{l} - \omega^2}. \quad (7)$$

$$\Omega = \frac{\sqrt{\frac{g}{l} - \omega^2}}{2}. \quad (8)$$

Для зручності подальшого аналізу перетворимо систему (5), увівши наступні параметри: $\alpha = \frac{r}{l}$, $\beta = \frac{g}{l}$. Тоді вирази (5), (7), (8) приймуть вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{\theta} - (\alpha + \sin \theta) \cos \theta \dot{\varphi}^2 + \beta \sin \theta = 0, \\ \varphi = \varphi(t). \end{cases} \quad (9)$$

$$A = \frac{2\omega^2}{\beta - \omega^2} \alpha.$$

Розв'яжемо систему (9) чисельними методами, використовуючи початкові умови (6). Проаналізуємо вплив параметрів α , β , ω на амплітуду коливань [5].

Виходячи з того, що вантаж не повинен відхилятися більш ніж на 90° , тому що його траєкторію в цьому випадку не можна представити у вигляді окружності, можна виявити область значень α і β , при якій для даної кутової швидкості амплітуда коливань не перевищує 90° .

Графіки представлені на рис. 2. Заштрихованою частиною на графіках показані значення, при яких амплітуда перевищує 90° .

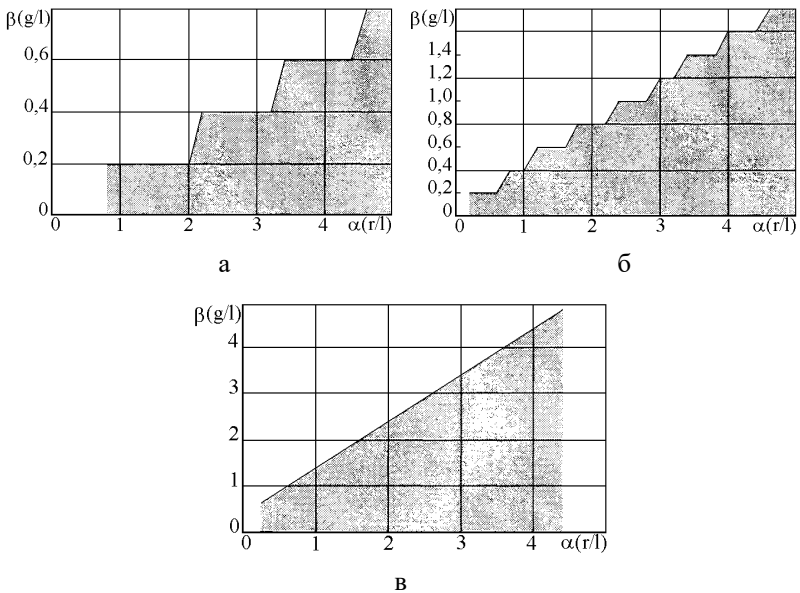


Рис. 2. Взаємозв'язок значень α і β , при яких значення амплітуди перевищує 90° : а – $\omega = 0,4$; б – $\omega = 0,6$; в – $\omega = 1,0$

Таким чином, розглянутий випадок рівномірного повороту стріли крана і виявлена залежність амплітуди коливання вантажу від геометричних параметрів $\frac{r}{l}$, $\frac{g}{l}$ і кутової швидкості повороту ω .

Розглянемо випадок нерівномірного нерівноприскореного повороту стріли крана, тобто $\ddot{\varphi} \neq 0$. Для дослідження даного руху необхідно задати таку залежність кутової швидкості повороту крана від часу, яка найбільше точно відповідала б руху реальної машини. У наближенні її графік можна представити як чверть періоду синусоїди. При цьому залежність кутової швидкості повороту стріли крана від часу буде мати вигляд

$$\omega(t) = \omega_0 \sin^2\left(\frac{\pi}{2t_n} t\right),$$

де ω_0 - кутова швидкість повороту стріли крана; t_n - час пуску механізму повороту.

Отже, кругова частота

$$\Omega = \frac{\sqrt{\beta - \omega^2}}{2}.$$

В результаті одержимо залежності максимального кута відхилення канату від вертикалі при зміні α і β від 0,2 до 5 (рис. 2, 3). В розрахунках прийнято час пуску, рівний $t_n = 5$ с, згідно з рекомендаціями ВНДІПТМаша [4].

Враховуючи, що відхилення канату від вертикалі не може перевищувати 90° , то знайдемо область значень α і β , де це відхилення допустиме. На рис. 3 заштрихована частина являє собою область взаємозалежних значень, для яких кут відхилення канату від вертикалі перевищує допустимий.

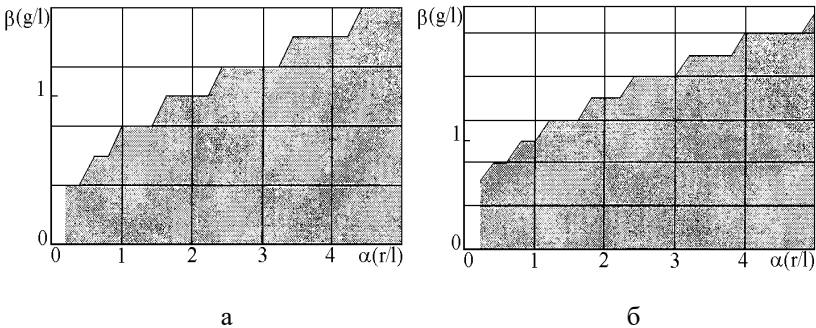


Рис. 3. Значення α і β , при яких кут відхилення канату від вертикалі перевищує 90° : а - $\omega = 0,8$; б - $\omega = 1,0$

Висновки. Таким чином, запропонована математична модель стрілової системи крана з 2 ступенями свободи. Розглянуті варіанти руху ведучої ланки (стріли) – рівномірний і нерівномірний нерівноприскорений поворот. Розроблена математична модель є частиною узагальненої моделі крана і може бути використана для створення процесів оптимального керування крановими механізмами.

Визначені значення параметрів α і β , граничні значення кутової швидкості повороту стріли крана $\omega(t)$, при яких може виникнути надзвичайна ситуація.

Слід виключити такі режими експлуатації стрілових кранів з технологічних карт вантажно-розвантажувальних робіт, які можуть привести до створення надзвичайних ситуацій і навіть до загибелі людей.

Література

1. Найденко Е.В. Микропроцессорное управление асинхронным электроприводом механизма поворота с подвешенным грузом / Е.В. Найденко // Электротехнические и компьютерные системы. - 2009. - Вып. 73. - С. 16-20.

2. Тепляков А.Г. Реализация оптимального управления частотным электроприводом механизма поворота / А.Г. Тепляков // Электромашинобудування та електрообладнання. - 2004. - Вып. 62. - С. 36-39.

3. Ловейкін В.С. Нелінійні маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі при різних режимах обертання / В.С. Ловейкін, А.В. Бойко, Ю.В. Човнюк // Вісник ТНТУ. - 2010. - Том 15. - № 3. - С. 41-48.

4. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко и др. - К.: Вища школа, 1978. - 576 с.

5. Приймаков О.Г. Визначення енергокінематичних параметрів кулькових млинів для виготовлення вогнегасних порошків / О.Г. Приймаков, Ю.О. Градиський // Проблемы пожарной безопасности. - 2013. - Вып. 33. - С. 147-156.

Рецензент д.т.н., проф. В.А. Войтов

УДК 621.92

© В.В. Сацюк, к.т.н., М.М. Поліщук
 Луцький національний технічний університет
 О.В. Голій
 Волинська ДСГДС ІСГЗП НААН України

**ДО ТЕОРІЇ ВИЗНАЧЕННЯ ПОЧАТКОВОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ
 ЧАСТИНКИ ДОБРИВ НА ПОВЕРХНІ ЛОПАТІ
 ПОДРІБНЮЮЧОГО БІТЕРА**

У статті подано результати дослідження початкової швидкості руху частинки на поверхні лопаті подрібнюючого бітера машини для локального внесення сапропелєвих добрив.

САПРОПЕЛЬ, БІТЕР, ЛОПАТЬ, ВЕКТОР, ШВИДКІСТЬ, РІВНЯННЯ, ПРИСКОРЕННЯ.

Постановка проблеми. Найбільш ефективним способом внесення сапропелєвих добрив під посадку сільськогосподарських культур, є локальне внесення. Розроблено конструкцію машини для локального внесення сапропелєвих добрив із одночасною посадкою картоплі [1, 2]. Рівномірність внесення сапропелєвих добрив запропонованою машиною істотно залежить від гранулометричного складу добрив, а відповідно, і від роботи подрібнюючого бітера.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З метою встановлення раціональних кінематичних параметрів подрібнюючого бітера отримано систему нелінійних неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку зі сталими коефіцієнтами [2]:

$$\begin{aligned}
 & \ddot{x} = g \sin(y + w_e t) \sin z - w_e^2 \frac{y}{2} - \frac{H}{H} \sin^2 z - \frac{g}{\sqrt{x^2 + y^2}} (g \sin(y + w_e t) \sin z - \\
 & \quad w_e^2 \frac{y}{2} - \frac{H}{H} \sin^2 z - \frac{g}{\sqrt{x^2 + y^2}} (g \sin(y + w_e t) \sin z - \\
 & \quad \cos z - \frac{w_e^2 \frac{y}{2} - \frac{H}{H} \sin^2 z}{2} \sin 2z + 2 w_e y \cos z) + 2 w_e y \sin z; \\
 & \ddot{y} = g \cos(y + w_e t) + w_e^2 y - \frac{g}{\sqrt{x^2 + y^2}} (g \sin(y + w_e t) \cos z - \\
 & \quad \frac{w_e^2 \frac{y}{2} - \frac{H}{H} \sin^2 z}{2} \sin 2z + 2 w_e y \cos z) - 2 w_e y \sin z.
 \end{aligned}$$

Система (1) не піддається розв'язанню аналітичними методами. Для

розв'язку даної системи числовим методом необхідно визначити початкову швидкість руху частинки на поверхні лопаті.

Мета роботи. Визначення початкової швидкості руху частинки на поверхні лопаті подрібнюючого бітера.

Результати дослідження. Для визначення початкової швидкості руху частинки M на поверхні лопаті змішувача V_0 розглянемо перерозподіл швидкостей в момент падіння частинки на лопать.

Введемо просторову декартову систему координат $O_1X_1Y_1Z_1$ (рис.), яка жорстко з'єднана із рамою засобу для приготування ОМС. Така система координат $O_1X_1Y_1Z_1$ є інерціальною. Вісь O_1X_1 цієї системи співпадає з вісю обертання лопаті ОАВТ. Крім того, введемо також просторову неінерціальну систему координат $OXYZ$, яка обертається навколо осі обертання лопаті O_1X_1 у вертикальній площині з кутовою швидкістю ω_g . Осі OX та OY направлені вздовж ширини та довжини лопаті відповідно, а вісь OZ перпендикулярна площині лопаті.

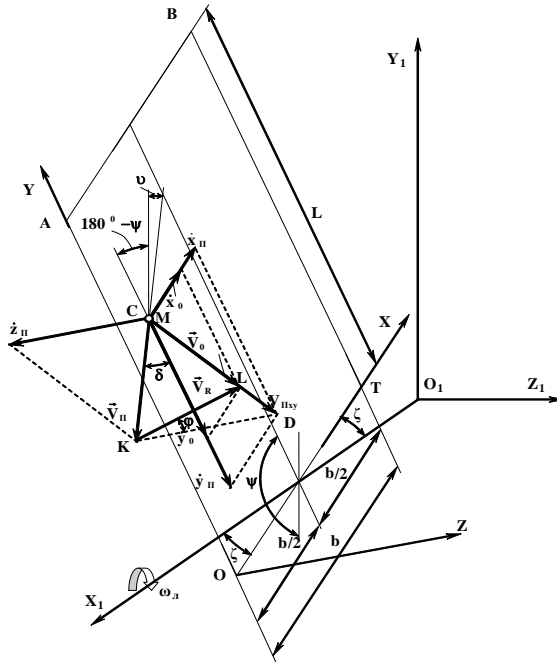


Рис. – Схема до визначення початкової швидкості частинки добрив на поверхні лопаті

Лопать встановлена під кутом z до площини X_1OY_1 осі обертання O_1X_1 . Компоненти суміші попадають на лопать при куті її повороту y . Кут повороту y відрховується від нижнього вертикального положення лопаті.

Вектор швидкості частинки при її падінні на поверхню лопаті $\overset{1}{V}_i$ відхилений від осі OY на кут d . Кут d рівний: $d = 180^\circ - y + u$, де u – кут між вектором швидкості падіння $\overset{1}{V}_i$ та вертикаллю.

Початкова швидкість частинки при її ковзанні на поверхні $\overset{1}{V}_0$ визначається як векторна сума:

$$\overset{1}{V}_0 = \overset{1}{V}_i + \overset{1}{V}_R, \quad (2)$$

де $\overset{1}{V}_R$ – швидкість, втрачена частинкою за рахунок реакції поверхні лопаті $\overset{1}{R}$.

Застосувавши теорему синусів до трикутника швидкостей CKL , отримаємо:

$$\frac{V_0}{\sin CKL} = \frac{V_i}{\sin CLK} = \frac{V_R}{\sin LCK}, \quad (3)$$

звідки:

$$V_0 = V_i \frac{\sin(CKL)}{\sin(CLK)}. \quad (4)$$

Із побудови рис. видно, що $\angle CLK = 180^\circ - \angle KLD$ (тут L точка перетину вектора швидкості $\overset{1}{V}_R$ та проєкції вектора $\overset{1}{V}_i$ на площину поверхні лопаті $OABT$). Кут KLD у прямокутному трикутнику LDE ($\angle LDK = 90^\circ$) рівний $90^\circ - j$. Тоді $\angle CLK = 90^\circ + j$.

Використовуючи рис., запишемо рівність для визначення кута CKL :

$$\angle CKL = \angle CKD - \angle LKD. \quad (5)$$

Кут CKD визначаємо із прямокутного трикутника CDE ($\angle CDK = 90^\circ$):

$$\cos CKD = \frac{\&}{V_i}, \quad (6)$$

де $\&$ – проєкція вектора $\overset{1}{V}_i$ на вісь OZ :

$$\& = V_i \sin d \cos z. \quad (7)$$

Із (6), враховуючи (7), отримаємо: $\cos CKD = \sin d \cos z$.

Підставивши значення $\angle CKD$ та $\angle LKD$ у (5), запишемо:

$$\angle CKL = \arccos(\sin d \cos z) - j. \quad (8)$$

Отже,

$$V_0 = V_i \frac{\sin(\arccos(\sin d \cos z) - j)}{\cos j}. \quad (9)$$

Проекції вектора швидкості V_0 осі OX та OY (відповідно, x_0 та y_0) Декартової неінерціальної системи координат OXYZ рівні:

$$x_0 = V_i \frac{\sin(\arccos(\sin d \cos z) - j)}{\cos j} \sin d \sin z. \quad (10)$$

$$y_0 = V_i \frac{\sin(\arccos(\sin d \cos z) - j)}{\cos j} \cos d. \quad (11)$$

Висновки. Використання отриманих залежностей для визначення початкової швидкості руху дозволить розв'язати систему (1) та встановити раціональні кінематичні параметри подрібнюючого бітера машини для локального внесення сапропелевих добрив.

Література

1. Патент на корисну модель №77004 Україна. МПК А01С 3/0. Машина для внесення твердих органічних добрив / Дідух В.Ф., Поліщук М.М., Бабарика С.Ф., Суховецький А.С. - № у 2012 08197; Заявл. 04.07.2012; Опубл. 25.01.2013. Бюл. №2. - 4 с.

2. Дідух В.Ф. Дослідження умов локального внесення проморожених сапропелів / В.Ф. Дідух, М.М. Поліщук // Механізація та електрифікація сільського господарства. Випуск 97 Т.1. – Глеваха, 2013. – С. 97 – 105.

3. Сацюк В.В. До теорії обґрунтування кутової швидкості подрібнюючого бітера / В.В. Сацюк, М.М. Толстушко // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип.24. - Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2013. - С.326-330

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.01:531.395

© А.В. Силивонюк

Луцький національний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ДЕБАЛАНСНИМИ ЗБУДНИКАМИ

Експериментально підтверджено можливість покращення динамічних та енергетичних характеристик вібромашин з кількома дебалансними збудниками за рахунок використання явища самосинхронізації та ефекту вібраційного підтримання обертання.

САМОСИНХРОНІЗАЦІЯ, ВІБРАЦІЙНА МАШИНА, ДЕБАЛАНСНИЙ ЗБУДНИК, ВІБРАЦІЙНЕ ПІДТРИМАННЯ ОБЕРТАННЯ, ПОЧЕРГОВИЙ ПУСК.

Постановка проблеми. Вібраційні машини та технології в наш час використовуються в різноманітних галузях промисловості та господарства країни. Найбільшого розповсюдження таким машин є дебалансний, який з успіхом використовується в різноманітних вібромашинах, що серійно випускають у багатьох країнах світу. Вібраційна техніка як відомо є досить енергоємна. Використовуючи явище самосинхронізації можна не лише покращити енергетичні та динамічні характеристики нових машин, але й підвищити ефективність існуючих, діючих машин.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Самосинхронізація – це явище, яке вивчене досить повно. Розроблені теоретичні та методичні рекомендації для розрахунку вібраційних машин із збудниками, що самосинхронізуються [1, 2]. Однак, у відомих роботах зовсім не розглядувався почерговий пуск вібраційних машин з збудниками, що самосинхронізуються. Ефект вібраційного підтримання обертання не застосовується. У цих роботах результатів експериментальних досліджень не наведено, а констатовано лише факт можливості використання таких ефектів.

Мета дослідження. Метою експериментального дослідження є підтвердження адекватності результатів аналітичних досліджень та результатів чисельного моделювання [3, 4].

Результати дослідження. Для досягнення основної мети дослідження було спроектовано та виготовлено лабораторну вібраційну машину та розроблено методику для проведення експериментальних досліджень.

Основні задачі експериментального дослідження:

– експериментально одержати віброграми кутових швидкостей роторів віброзбудників під час почергового пуску вібраційної машини, у випадку вібраційного підтримання обертання та порівняти їх з часовими залежностями, які були одержані в результаті чисельного моделювання;

– експериментально одержати віброграми пришвидшення центра мас несучого тіла вібраційної машини, максимальні резонансні амплітуди коливань пришвидшення у вертикальному та горизонтальному напрямку і порівняти їх з результатами аналітичних досліджень і комп'ютерного моделювання;

– експериментально одержати значення переміщення центра мас робочого органу вібраційної машини у вертикальному та горизонтальному напрямках та порівняти їх з результатами чисельного моделювання;

– експериментально одержати значення пускового та номінального струму та напруги асинхронних двигунів установки та порівняти їх з результатами чисельного моделювання.

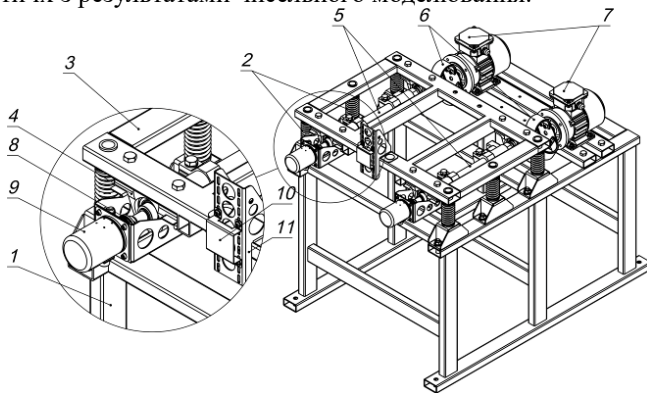


Рис. 1 – Вібраційна машина з двома віброзбудниками, що самосинхронізуються для дослідження пускових перехідних процесів

Вібраційна машина для дослідження пускових перехідних процесів наведена на рис. 1, 2. На даній машині досліджувався одночасний пуск, почерговий пуск та вібраційне підтримання обертання.

Конструктивно вібраційна машина складається з масивної станини 1, на яку встановлено гвинтові циліндричні пружини 2. Вібуючий робочий орган (несуче тіло) 3 кріпиться до гвинтових

циліндричних пружин. У підшипникових опорах 4, жорстко з'єднаних за допомогою болтових з'єднань із робочим органом 3, розміщено два паралельних кінематично незв'язаних дебалансних віброзбудники 5, які через еластичні (компенсаційні) муфти 6 з'єднані з валами трифазних електродвигунів 7 асинхронного типу, які закріплені на станині 1. Зазначимо, що в розглядуваних конструкціях вібраційної машини робочий орган опирається на досить м'які пружини, що забезпечує незначне передавання динамічних навантажень на станину та нерухому основу.

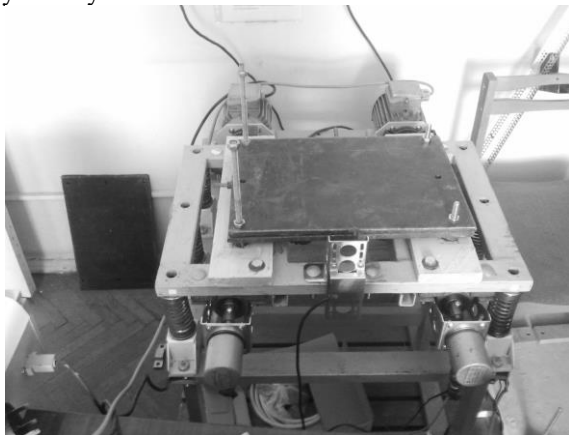


Рис. 2 – Загальний вигляд вібраційної машини та датчиків

Осі роторів є перпендикулярними до площини, в якій відбувається рух несучого тіла. Осі збудників є рівновіддалені від центра мас несучого тіла. Вібраційна машина має можливість для встановлення додаткових дебалансів для зміни амплітуди коливаль. Для реалізації високонавантажених режимів роботи установки, передбачено можливість встановлення від одного до чотирьох додаткових з'єднаних дебалансів. Крім того, шляхом попарного (один навпроти одного) встановлення з'єднаних дебалансів можна збільшувати сумарний момент інерції ротора збудника.

До осей віброзбудників 5 через еластичні муфти 8 кріпляться енкодери 9, які дозволяють з високою точністю визначати кутові положення та кутові швидкості валів віброзбудників. Датчик пришвидження 10 за допомогою кронштейна 11 жорстко кріпиться до робочого органу 3. Кронштейн дозволяє точно встановити датчик пришвидження в центр мас робочого органу 3.

При обертанні дебалансів виникають відцентрові сили інерції. Під дією яких збуджуються малі вимушені коливання несучого тіла і воно здійснює плоский рух. Звичайно, для вивчення руху робочого органу достатньо вивчити рух його плоского перерізу у своїй площині.

При проведенні експериментальних досліджень і вимірюванні параметрів коливної системи були використані наступні прилади:

- годинниковий тахометр ТЧ-10Р – використовувався для визначення частоти обертання ротора збудника;

- зовнішній модуль АЦП/ЦАП/ТТЛ загального призначення Е14-440 – застосовувався для побудови багатоканальних вимірювань, вводу, виводу і обробки аналогової і цифрової інформації у складі персонального IBM-сумісного комп'ютера;

- електронний стробоскопа МТ 565 – використовувався для визначення частоти обертання ротора збудника;

- випробувальна машина МІ-40КУ яка призначена для дослідження матеріалів на розтягування і стиснення;

- два фотоелектричні енкодери моделі ВЕ178А5 для визначення часових залежностей положення і кутових швидкостей роторів вібробудників ;

- прецизійний інтегральний датчик Allegro ACS712 – застосовувався для вимірювання фазного струму та відповідно потужності;

- акселерометр ММА7260Q використовувався для визначення вібраційного пришвидшення;

- SF-0029 – крос-плата застосовувалась для перетворення цифрових сигналів від енкодерів в аналогові сигнали сумісні з Е14-440.

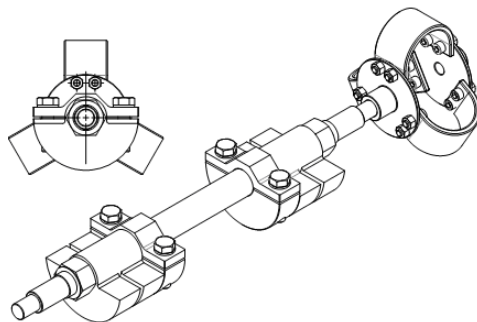


Рис. 3 – Твердотіла модель дебалансного вібробудника

Для визначення параметрів коливної системи було створено трьохмірну твердотілу модель вібраційної установки за допомогою програми SolidWorks 2011. В тій же програмі, було визначено

параметри віброзбудників (рис. 3) такі як момент інерції, ексцентриситет, маса.

Коефіцієнт жорсткості пружини на розтяг-стиск та звув визначався на випробувальній машині МІ-40КУ (рис. 4), а також за формулами опору матеріалів.

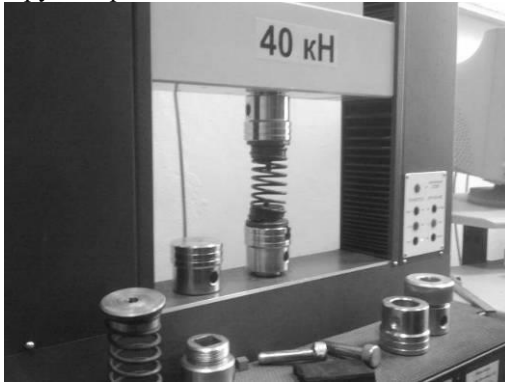


Рис. 4 – Визначення жорсткості пружини на розтяг-стиск на лабораторному стенді МІ-40

Для отримання часових залежностей кутової швидкості ротора віброзбудника, віброграми пришвидшення та переміщення центра мас і зазначення пускового, номінального струму і напруги асинхронних двигунів було використано зовнішній модуль АЦП/ЦАП/ТТЛ загального призначення Е14-440 виробництва ЗАТ «L-CARD» (Росія).

До зовнішнього модуля Е14-440 через корос-плату (додаток Б) під'єднуються енкодери, датчик струму, датчик пришвидшення.

Для визначення часових залежностей положення і кутових швидкостей роторів віброзбудників було використано два фотоелектричні енкодери моделі ВЕ178А5 (застосовується у системах автоматичного регулювання верстатів, для інформаційного зв'язку за положенням між виконавчими механізмами верстату і пристроєм числового програмного керування). Кожен з цих енкодерів видають 1024 імпульси за один повний оберт.

Для визначення вібраційного пришвидшення було використано акселерометр ММА7260Q. Даний датчик реагує на прискорення (в тому числі і на прискорення тяжіння) і як наслідок з другого закону Ньютона, на рівнодіючу силу, прикладену до датчика. Тобто, з його допомогою можна вимірювати вібрації, рух, удари, кути крену і тангажу. ММА7260Q являється 3-х осьовим датчиком з аналоговим виходом, тобто він перебиває весь 3-х вимірний простір.

Для побудови часових залежностей переміщення центра мас робочого органу використовувався оптичний давач переміщення PAW3102DB.

Для вимірювання струму було використано економічний і прецизійний інтегральний датчик струму Allegro ACS712, принцип роботи якого заснований на ефекті Холла.

Зовнішній модуль E14-440 підключається через інтерфейс USB до персонального комп'ютера, де за допомогою штатного програмного забезпечення (LGraph2) зберігається в файл даних. З даного файлу за допомогою середовища розробки LabVIEW (англ. Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) сигнали оброблялись і виводились у вигляді графічної інформації на дисплей ПК.

Згідно з основними положеннями методики проведення лабораторних досліджень було проведено ряд експериментів, по результатам яких було отримано дані. Деякі дані подано в даному розділі у вигляді графічних залежностей.

Вібраційна машина, на якій проходила серія експериментів зображена на рис. 1, 2. На даній вібрмашині було проведено групу експериментів з змінними параметрами коливної системи. На сам перед змінювали в установці момент інерції несучого тіла, шляхом зняття/добавляння плити (імітатора вантажу), а також зміна моменту інерції дебалансних віброзбудників та їх мас відповідно. Дані параметри було отримано шляхом побудови трьохмірної твердо тільної моделі в програмі Solidworks.

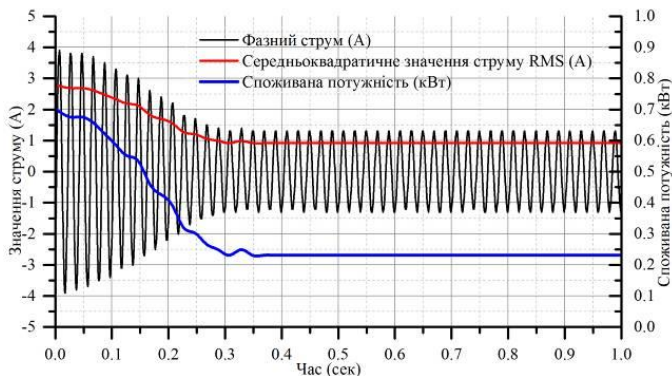


Рис. 5 – Значення фазного та середньоквадратичного струму та потужність під час пуску одночасно двох двигунів

На рис. 5 зображено графік залежності фазного та середньоквадратичного струму від часу під час пуску одночасно двох двигунів. Також наведена залежність споживаної потужності електродвигунами від часу. На даному графіку спостерігаємо, що при

одночасному включенні двигунів значно зростають пускові струми, а через деякий час ці струми приймають номінальне значення. Середньоквадратичне значення пускового струму при включенні становить 2,8А, а коли двигуни вийшли на номінальний режим роботи значення струму становить 1,1А. Тривалість перехідного процесу з моменту увімкнення двох двигунів до виходу на усталений режим роботи становить 0,3сек. Відповідно споживана потужність електродвигунів при старті становить 0,7кВт, а при усталеному режимі роботи 0,24кВт. При цьому, паспортна потужність одного двигуна становить 0,12кВт, а двох відповідно 0,24кВт.

На рис. 6 наведені віброграми горизонтального та вертикального пришвидшення центра мас несучого тіла під час розбігу та в усталеному режимі руху у реальному часі з частотою вибірки 5 кГц. Амплітуда коливань в проекції на вісь x становить $\ddot{x} = 0,29g = 2,84m/c^2$, а в проекції на вісь y становить $\ddot{y} = 4,33g = 42,47m/c^2$.

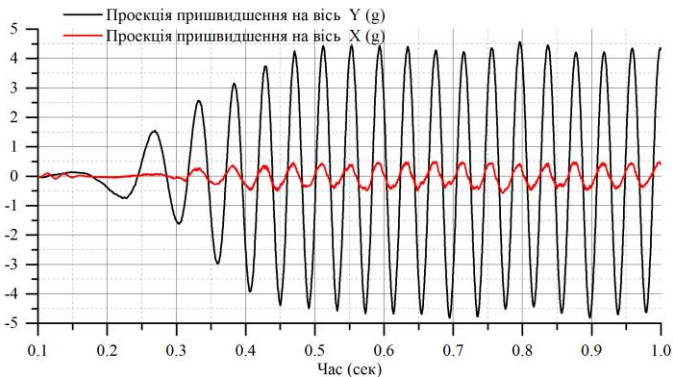


Рис. 6 – Віброграми пришвидшення центра мас несучої рами під час пуску одночасно двох двигунів

З рис. 7 слідує, що в момент розбігу зростає амплітуда коливань несучого тіла. Ці коливання є відносно невеликими, а їхня величина істотно менша, ніж в усталеному режимі руху; при вибігу має місце поступове зменшення амплітуди з помітним сплеском у зоні резонансу, але величина сплесків не перевищує значення амплітуди в усталеному режимі.

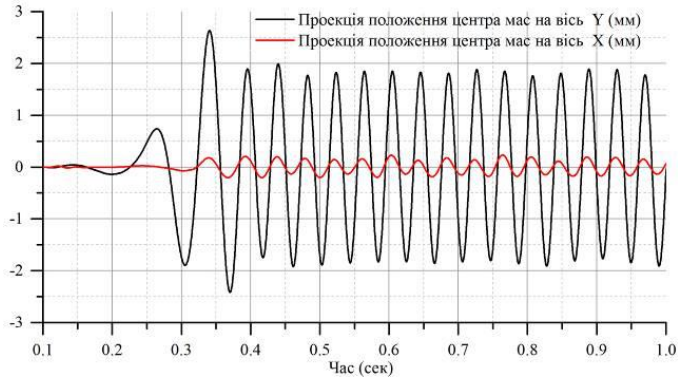


Рис. 7 – Віброграми переміщення центра мас несучої рами під час пуску одночасно двох двигунів

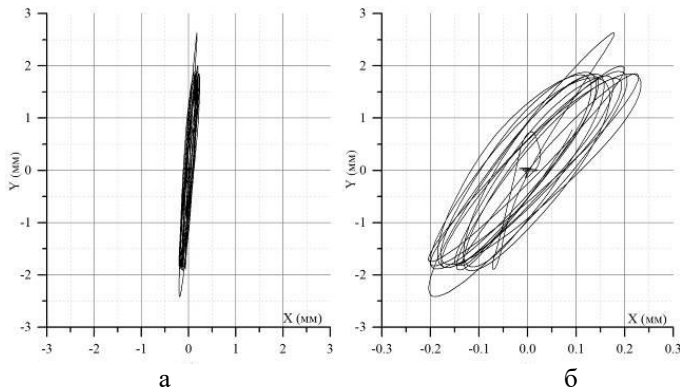


Рис. 8 – Поля траєкторій центра мас несучої рами під час пуску одночасно двох двигунів: *а* - поле траєкторії реальне; *б* - поле траєкторії масштабоване по осі X

На рис. 8 зображено поле траєкторії центра мас несучого тіла, яке описує майже пряму лінію. При збільшенні масштабу по осі X, спостерігаємо, що рух несучого тіла являють собою еліптичні коливання з незначним нахилом. Цей нахил траєкторії пояснюється лише недосконаlostями у виготовленні вібраційної машини, розбіжністю параметрів пружин, на яких встановлене несуче тіло, нерівномірністю встановлення технологічного вантажу.

На рис. 9 наведено графік значень кута повороту від часу під час пуску одночасно двох двигунів. З даного графіка видно, що

дебаланси чітко обертаються синфазно, при цьому зсув фаз не перевищує 2-5 градуси.

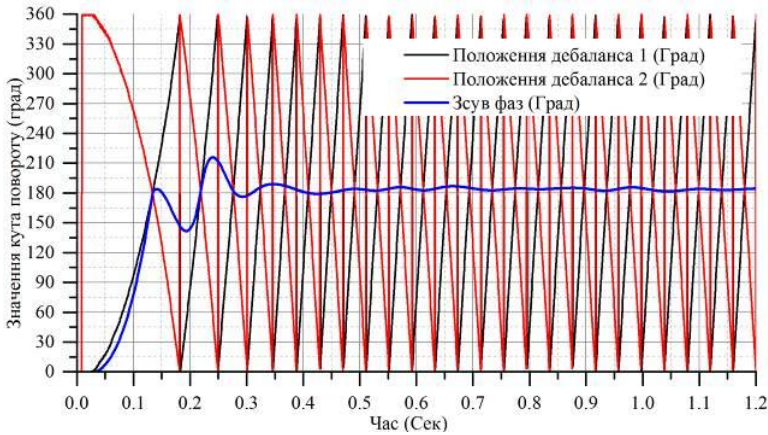


Рис. 9 – Графік значень кута повороту від часу під час пуску одночасно двох двигунів

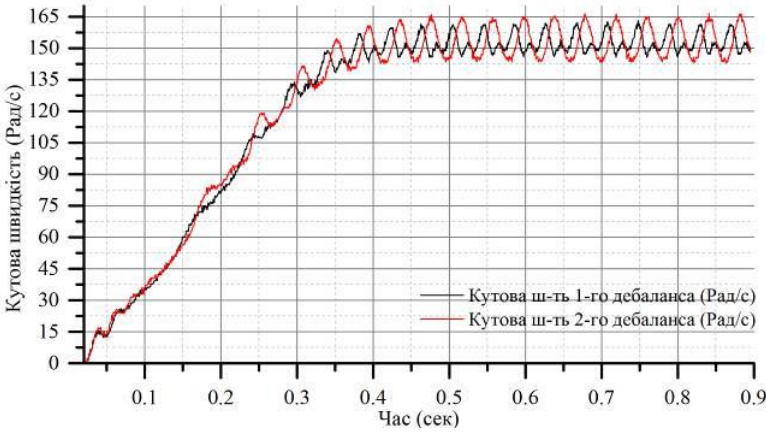


Рис. 10 – Віброграми кутової швидкості ротора вібробудника під час пуску одночасно двох двигунів

На рис. 10 наведено віброграму кутової швидкості ротора вібробудника під час розбігу вібраційного стенда при одночасному увімкненні двох двигунів. З графіка видно, що перший значення кутової швидкості першого дебаланса дещо випереджає значення

кутової швидкості другого. На графіку чітко спостерігається тривалість розбігу вібраційної машини, яка становить 0,45с .

Такий самий підхід використовувався для дослідження ефекту вібраційного підтримання обертання та вразі почергового пуску вібраційної машини.

Висновки. Проведені експериментальні дослідження показали високу узгодженість з результатами чисельного моделювання [2, 3], що дозволяє зробити висновок про достовірність отриманих результатів і про ефективність запропонованого підходу для синтезу та аналізу вібраційних машин розглянутого класу. Проведені експериментальні дослідження, спрямовані на покращення динамічних та енергетичних характеристик вібраційних машин з дебалансним приводом, що дозволяє зменшити резонансні коливання під час розбігу та знизити необхідну потужність привода.

Література

1. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. – М.: Наука, 1974. – 789 с.
2. Блехман И.И. Синхронизация в природе и технике. – М.: Наука, 1981. – 352 с.
3. Ярошевич М.П. О некоторых особенностях динамики вибрационных машин с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями/ М.П. Ярошевич, А.В. Сыльвонюк // Вісник національного гірничого університету. – Дніпропетровськ. – 2013. – №4.– С. 70-75.
4. Ярошевич М.П. Динамика разбега вибрационных машин с двумя самосинхронизирующимися дебалансными возбудителями/ И.П. Забронец, М.П. Ярошевич, А.В. Сыльвонюк // Вибрации в технике и технологиях /Всеукраїнський науково-технічний журнал. №2(70), 2013. – С.82-87.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 631.363.2:633.521

© Н.О. Толстушко

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РУХУ ПІДПРУЖИНОЇ РАМКИ ПРЕСУВАЛЬНОЇ КАМЕРИ РУЛОННОГО ПРЕС-ПІДБИРАЧА

У статті наведено результати аналізу руху підпружиненої рамки пресувальної камери рулонного прес-підбирача. Дано залежності для визначення кута повороту підпружиненої рамки та координат центра ваги рулону в пресувальній камері змінного об'єму.

ПРЕС-ПІДБИРАЧ, ПРЕСУВАЛЬНА КАМЕРА, НЕСКІНЧЕННІ ПАСИ, СТРІЧКА ЛЬОНУ, РУЛОН.

Постановка проблеми. У світі для збирання льону застосовують рулонні прес-підбирачі з пресувальними камерами змінного об'єму, які утворюються за допомогою систем нескінченних пасів. В таких пресувальних камерах відбувається недостатнє ущільнення зовнішніх шарів стрічки льону в рулоні в порівнянні з внутрішніми, що 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 в рулоні. Розтяг цих пасів призводить до переплутування, скручування та пошкодження стебел, порушення паралельності між ними в рулоні, що негативно впливає на його якість. А тому актуальним є поліпшення якості формування рулонів зі стрічки льону на підставі вдосконалення пресувальної камери та обґрунтування параметрів і режимів роботи її робочих органів [1-7]. Для вирішення цього завдання був запропонований рулонний прес-підбирач [7], у пресувальній камері якого міститься підпружинена рамка. Для обґрунтування параметрів цієї камери необхідно дослідити рух її підпружиненої рамки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що мало уваги приділено вдосконаленню пресувальних камер змінного об'єму рулонних прес-підбирачів та визначенню основних параметрів робочих органів цих камер [1-6].

Мета дослідження – проаналізувати рух підпружиненої рамки пресувальної камери рулонного прес-підбирача та отримати залежності для визначення кута повороту цієї рамки.

Результати дослідження. На рис. 1 зображений рулонний прес-підбирач з пресувальною камерою змінного об'єму.

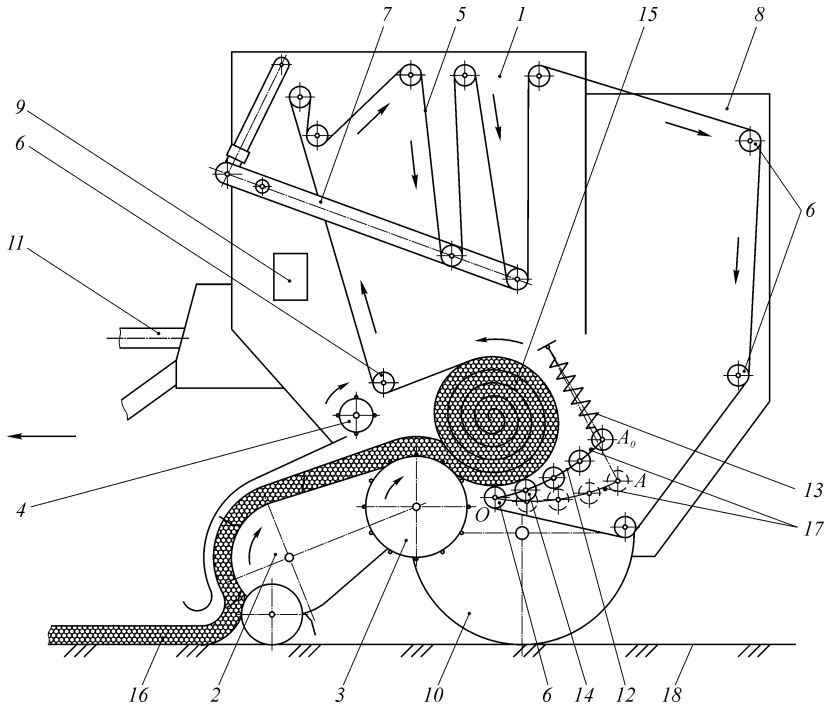


Рис. 1 – Схема рулонного прес-підбирача стрічки стебел льону з пресувальною камерою змінного об'єму: 1 – рама; 2 – підбирач; 3 – барабан; 4 – відбійний валик; 5 – нескінченні паси; 6, 14 – валики; 7 – натяжний пристрій; 8 – клапан вивантаження; 9 – обмотувальний апарат; 10 – ходова частина; 11 – механізм приводу; 12 – підпружинена рамка; 13 – пружини розтягу; 15 – рулон; 16 – стрічка стебел льону; 17 – обмежувачі ходу; 18 – поверхня льоновища

Робочий процес рулонного прес-підбирача складається з таких операцій: 1) підбирання стрічки стебел льону, розстеленої на поверхні льоновища; 2) транспортування стрічки стебел льону в пресувальну камеру; 3) формування рулону зі стрічки стебел льону; 4) обмотування рулону шпагатом; 5) вивантаження сформованого рулону на льоновище.

Опис робочого процесу рулонного прес-підбирача з пресувальною камерою змінного об'єму наведено в [5-7], але тут слід відмітити деякі особливості виконання операції формування рулону.

Ця операція складається з трьох фаз. Перша фаза характеризується формуванням зародка рулону, що розпочинається із заповнення льоносировиною вільного простору між нескінченними пасами, відбійним валиком і барабаном. Цей вільний простір клиноподібної форми і є початковою формою пресувальної камери, де під дією рухомих нескінченних пасів, відбійного валика і барабана відбувається ущільнення, петлеподібний згин та обертання стрічки стебел льону. В першій фазі важливим є створення умов формування зародка рулону та його обертання в пресувальній камері. Перша фаза, в порівнянні з іншими двома, має найменшу тривалість. Друга фаза характеризується формуванням рулону в петлеподібній пресувальній камері, яка утворена робочими органами у вигляді барабана, відбійного валика, нескінченних пасів і двох валиків біля барабана, які обтягнуті нескінченними пасами. Третя фаза формування рулону відрізняється від другої фази тим, що на рулон діє підпружинена рамка з валиками.

У даній роботі більш детально дослідимо третю фазу формування рулону за таких допущень: а) рулонний прес-підбирач під час роботи здійснює поступальний, прямолінійний та рівномірний рух вздовж стрічки стебел льону, яка розстелена на поверхні льоновища; б) стрічка стебел льону, яка надходить у пресувальну камеру, рівномірна за товщиною та не містить розривів; в) нескінченні паси не розтягуються під дією сил розтягу; г) жорсткість нескінченних пасів незначна та нею можна знехтувати; ґ) нехтуємо товщиною нескінченних пасів; д) рулон розглядаємо як тіло циліндричної форми, яке стискається в радіальному напрямі; е) нехтуємо деформаціями ланок прес-підбирача, крім пружин.

На рис. 2 дано розташування рулону 6 як тіла циліндричної форми з центром ваги C_0 і радіусом $R_{p,0}$ та робочих органів пресувальної камери. Причому центр ваги C_0 рулону 6 лежить на вертикальній осі Oy в момент початку взаємодії рулону 6 з першим валиком 5, центр якого O'_1 . У даний момент рулон 6, який обтягнутий нескінченними пасами 3, опирається на: барабан 1, валик 2 і валик 5. Крім того, на рис. 2 штриховими показано розташування рулону 7 з центром ваги C і радіусом R_p ($R_{p,0} < R_p < R_{p,max}$, де $R_{p,max}$ – максимальний радіус рулону) та відповідне йому положення підпружиненої рамки 4 з валиками 5. Для аналізу відомими є такі параметри: кут ζ_1 між лінією O_6O та горизонталлю; кількість k_6 валиків 5 на підпружиненій рамці 4; радіус R_6 барабана 1; радіус r_6 валиків 2 і 5; радіус $R_{p,0}$ рулону 6 в момент початку його взаємодії з

першим валиком 5 підпружиненої рамки; максимальний радіус $R_{p,max}$ рулону; відстань O_0O , яку позначимо l_1 ; кути θ_0 і θ_1 ($\angle\theta_0 = \angle C_0OA_0$, $\angle\theta_1 = \angle C_0OO_1$).

У третій фазі формування рулону підпружинена рамка з валиками опускається вниз, повертаючись на шарнірному з'єднанні з клапаном вивантаження і долаючи сили пружності пружин розтягу. Це відбувається під дією ваги рулону, діаметр і маса якого збільшуються в проміжку часу $t_0 \leq t \leq t_\phi$, де t_0 – час формування рулону до початку його взаємодії з підпружиненою рамкою, а t_ϕ – час формування рулону максимального радіусу. Необхідно встановити закон зміни кута $\psi = \psi(t)$ повороту підпружиненої рамки з валиками за цей проміжок часу, де $\angle\psi = \angle A_0OA' = \angle O_1OO_1$. Причому залежність радіуса R_p рулону від часу t виведена нами раніше в [5].

На рис. 2 представлена схема для визначення закону $\psi = \psi(t)$. Тут використаємо отримані залежності в [6] під час обґрунтування основних параметрів робочих органів пресувальної камери. Так, раніше в [6], визначено радіус $R_p = R_{p,0}$ рулону для $t = t_0$. Для $R_p = R_{p,0}$ положення підпружиненої рамки визначається кутом θ_0 з [6] при відомому θ_1 .

З $\square COO_0$ ($\angle COO_0 = \angle\mu'$, а $CO_0 = R_p + R_0$ і $CO = R_p + r_0$) знайдемо μ' , який рівний μ з [6], якщо замість $R_{p,max}$ підставити R_p :

$$\mu' = \arccos\left(\frac{l_1^2 + (R_p + r_0)^2 - (R_p + R_0)^2}{2 \cdot l_1 \cdot (R_p + r_0)}\right). \quad (1)$$

З $\square COO_1$ ($\angle COO_1 = \angle\mu'_1$, $CO = CO_1 = R_p + r_0$, а OO_1 позначимо l_3) знаходимо:

$$\mu'_1 = \arccos\left(\frac{l_3}{2 \cdot (R_p + r_0)}\right), \quad (2)$$

де $l_3 = OO_1 = OO'_1 = 2 \cdot (R_{p,max} + r_0) \cdot \sin\left(\frac{\eta}{2}\right)$ – визначено разом з η в [6].

Згідно зі схемою на рис. 2 кут θ'_2 між вертикальною віссю Oy та лінією OO_1 визначається з рівності:

$$\theta'_2 = \mu' + \mu'_1 - \zeta_1 - 90^\circ. \quad (3)$$

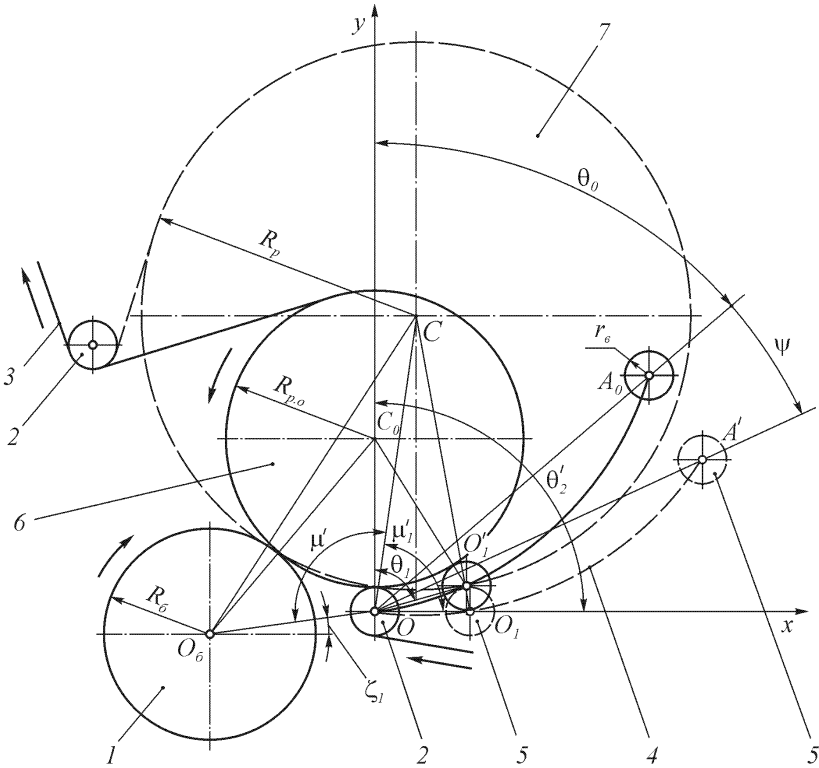


Рис. 2 – Схема для визначення кута ψ повороту підпружиненої рамки:
 1 – барабан; 2, 5 – валики; 3 – нескінченні паси; 4 – підпружинена рамка; 6, 7 – рулони з відповідними радіусами $R_{p,0}$ і R_p

Отже, кут ψ повороту підпружиненої рамки дорівнює:

$$\begin{aligned} \psi &= \theta_2' - \theta_1 = \mu' + \mu_1' - \zeta_1 - 90^\circ - \theta_1 = \\ &= \arccos \left(\frac{l_1^2 + (R_p + r_\sigma)^2 - (R_p + R_\sigma)^2}{2 \cdot l_1 \cdot (R_p + r_\sigma)} \right) + \\ &+ \arccos \left(\frac{(R_{p,max} + r_\sigma) \cdot \sin(\eta/2)}{R_p + r_\sigma} \right) - \zeta_1 - 90^\circ - \end{aligned}$$

$$-\arccos\left(\frac{(R_{p,max} + r_g) \cdot \sin(\eta/2)}{R_{p,0} + r_g}\right), \quad (4)$$

де $l_1, r_g, R_g, R_{p,max}, \eta, \zeta_1$ – параметри, які були визначені раніше.

За схемою на рис. 2 визначимо положення центра ваги рулону в прямокутній системі координат Oxy , яка жорстко пов'язана з рамою прес-підбирача. Прес-підбирач рухається в поздовжньо-вертикальній площині xOy у протилежному напрямі до осі Ox . Координати центра ваги C рулону як тіла циліндричної форми радіусом R_p ($R_{p,0} \leq R_p \leq R_{p,max}$), з урахуванням раніше прийнятих допущень, визначаються за формулами:

$$\left. \begin{aligned} x_C &= -(R_p + r_g) \cdot \cos(\mu' - \zeta_1); \\ y_C &= (R_p + r_g) \cdot \sin(\mu' - \zeta_1). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Висновки. На основі наведених вище даних розроблена програма на ПЕОМ у середовищі системи комп'ютерної математики Maple V і проаналізовано вплив низки параметрів на формування рулону. У процесі аналізу приймали: $R_{p,max} = 0,65$ м; $\zeta_1 = 8^\circ$; $\eta = 15^\circ$; $k_g = 4$ штуки; $R_g = 0,2$ м; $r_g = 0,045$ м; $l_1 = 0,32$ м; $v_{n,n} = 0,9$ м/с, де $v_{n,n}$ – швидкість нескінченних пасів; $L_p = L_{p,max} = 1,2$ м, де $L_{p,max}$ – максимальна ширина рулону; $\rho_p = 150$ кг/м³, де ρ_p – середня щільність рулону; $M_p = M_{p,max} = 250$ кг, де $M_{p,max}$ – максимальна маса рулону. При цьому маса m_p 1м довжини стеблової стрічки у рулоні, маса m_n 1м довжини стеблової стрічки на льоновищі та швидкість руху v_m агрегату змінювались у таких межах: $m_p = 0,56...2,47$ кг/м; $m_n = 0,3...0,8$ кг/м; $v_m = 1,67...2,78$ м/с.

На рис. 3 побудовані залежності $\psi = \psi(t)$, які характеризують явище формування рулону зі стеблової стрічки льону в пресувальній камері змінного об'єму прес-підбирача.

З аналізу отриманих графіків випливає, що з часом зростає кут ψ повороту підпружиненої рамки, взаємодія якої з рулоном триває у період третьої фази формування рулону та його обмотування шпагатом. Причому тривалість $t_{n,p}$ цієї взаємодії дорівнює $t_\phi - t_0 + t_{об}$, де $t_{об} = 2 \cdot \pi \cdot R_{p,max} \cdot k_{об} / v_{n,n}$ – час обмотування рулону шпагатом, а

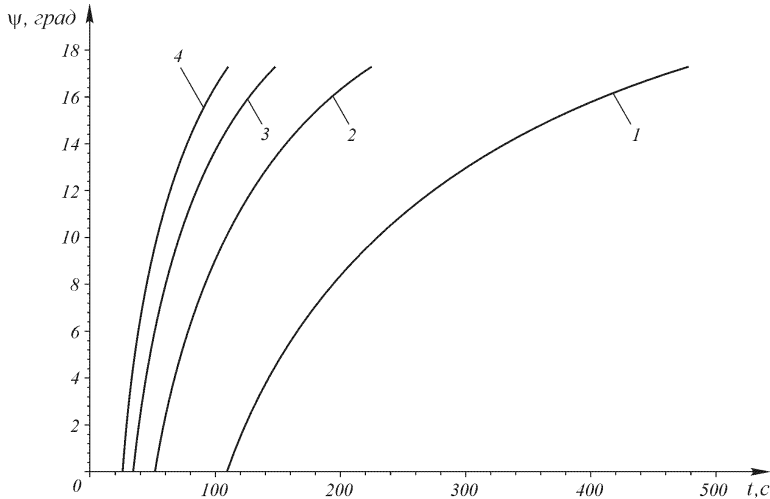


Рис. 3 – Залежності кута ψ повороту підпружиненої рамки від часу t у третій фазі формування рулону: 1 – для $m_p = 0,56$ кг/м; 2 – для $m_p = 1,20$ кг/м; 3 – для $m_p = 1,83$ кг/м; 4 – для $m_p = 2,47$ кг/м

$k_{об}$ – кількість обертів рулону під час обмотування. Зі збільшенням $t_{н.р}$ зростає щільність шарів стеблової стрічки в рулоні. Крім того, під час руху прес-підбирача на льоновищі рулон у пресувальній камері менш розхитується завдяки додатковій опорі у вигляді підпружиненої рамки, що позитивно впливає на довговічність нескінченних пасів та інших робочих органів машини, а також на якість сформованого рулону. Отримані результати необхідні для аналізу роботи рулонного прес-підбирача з пресувальною камерою змінного об'єму.

Література

1. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Особов В.И. Механическая технология кормов / Особов В.И. – М.: Колос, 2009. – 344 с.
4. Толстушко Н.А. Анализ формирования рулона ременным прес-подборщиком / Н.А. Толстушко, Г.А. Хайлис, Г.А. Перов //

Внедрение инновационных разработок в целях повышения экономической эффективности в льняном комплексе России. – Вологда, 2012. – С. 198 – 200.

5. Толстушко Н. Исследование формирования рулона в усовершенствованной прессовальной камере пресс-подборщика / Н. Толстушко // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2013. – Vol. 15, № 4. – P. 286 – 291.

6. Толстушко Н.О. Визначення основних параметрів робочих органів пресувальної камери рулонного прес-підбирача / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, В.О. Шейченко // Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний наук. зб. Вип. 97. Т. 1. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ” НААНУ. – 2013. – С. 332 – 339.

7. Пат. 60254 U Україна, МПК А 01 D 45/00. Рулонний прес-підбирач / Толстушко Н.О., Хайліс Г.А., Юхимчук С.Ф. (Україна). – №u201015244; заявл. 17.12.10; опубл. 10.06.11, Бюл. №11.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.3.001.8

© Г.А. Хайліс, д.т.н.

УкрНІИПВТ ім. Л. Погорелого

М.М. Ковалев, д.т.н.

Всероссийский научно-исследовательский институт механизации
льноводства

Н.Н. Толстушко, к.т.н.

Луцкий национальный технический университет

О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ ПРОВЕДЕНИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

В статье рассмотрены некоторые особенности проведения теоретических исследований механизмов сельскохозяйственной техники. Приведены примеры, связанные с терминологией и определением скоростей точек механизма.

**МЕХАНИЗМ, СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ МАШИНА,
СКОРОСТЬ, МОЩНОСТЬ, ТВЕРДОЕ ТЕЛО.**

Постановка проблемы. Сельскохозяйственные машины до начала внедрения в производство проходят сложный путь изысканий, исследований, разработки опытных образцов, их испытаний и оценки эффективности. Важной составляющей всех этих работ являются теоретические исследования по обоснованию параметров и режимов работы рабочих органов и технических средств в целом.

Глубокие теоретические исследования сельскохозяйственной техники проводятся на основе законов физики, механики сплошной среды, теории механизмов и машин, сопротивления материалов, теории упругости и пластичности, механики сыпучих сред, термодинамики, теплотехники, статистической динамики, механики растительных материалов и других наук с использованием математического аппарата [1-11].

Анализ последних исследований и публикаций. Однако, несмотря на большое количество литературы по различным наукам, есть случаи, когда из-за допускаемых авторами неточностей, недостаточно глубокой проработки рассматриваемых вопросов и применяемой терминологии результаты исследований механизмов и рабочих органов представляются некорректными. Ниже рассматривается ряд таких случаев и даются пояснения по их устранению.

Цель исследования – рассмотреть некоторые особенности проведения теоретических исследований механизмов сельскохозяйственной техники.

Результаты исследования. При исследовании движения материалов в машине часто применяется такое понятие, как материальная точка. Это понятие вводится для того, чтобы во время проведения исследования отвлечься от влияния размеров тела и распределения масс в нем на характер движения. Материальная точка – это имеющее массу свободное материальное тело, размерами которого можно пренебречь. Совокупность числа материальных точек, связанных между собой, образует систему материальных точек. Эта система с геометрическими связями, не меняющимися, представляет собой абсолютно твердое тело. Законы движения материальной точки и системы точек изучаются в курсе теоретической механики.

При анализе движения материальных точек с помощью законов механики следует иметь в виду, что точка может совершать либо прямолинейное движение, либо криволинейное; вращаться она (точка) не может, у нее нет угловой скорости вращения, есть лишь линейная скорость по прямолинейной или криволинейной траектории.

Однако точка, принадлежащая вращающемуся телу, может участвовать вместе с этим телом в его вращательном движении.

Если рассматривается равновесие сходящихся сил, действующих на материальную точку в плоскости, то количество уравнений равновесия будет два, а в пространстве – три. Количество уравнений равновесия сил в общем случае равно трем в плоскости, а в пространстве – шести. Из них в пространстве будет три уравнения проекций сил на пространственную систему осей и три уравнения моментов сил относительно этих осей, а в плоскости будут два уравнения проекций сил на оси и уравнение моментов сил относительно точки. Таковы числа уравнений равновесия сил по законам статики (первого раздела механики).

Для исследования движения материальной точки в соответствии с законами кинематики и динамики следует учитывать, что при движении в плоскости составляются два уравнения, а при движении в пространстве – три уравнения. Для исследования движения тела в плоскости составляются три уравнения, при сферическом движении тела в пространстве число уравнений будет также три, а при свободном полете тела в пространстве (общий случай движения) число уравнений будет шесть. Приведенные здесь цифры 2, 3 и 6 увязаны с соответствующими цифрами 2, 3 и 6, приведенными выше в соответствии с законами статики.

Несколько замечаний по вопросам построения планов скоростей и ускорений. В соответствии с положениями теоретической механики план скоростей звена механизма – это векторное построение, на котором от некоторого полюса откладываются в масштабе векторы абсолютных скоростей точек звена с соблюдением их направления. План скоростей механизма строится как совокупность планов скоростей отдельных его звеньев, причем все векторы абсолютных скоростей точек откладываются от общего полюса. Вектор относительной скорости одной точки звена относительно другой его точки не начинается в полюсе; этот вектор строится в конце вектора скорости точки, относительно которой рассматривается относительное движение звена.

Если при построении звена или механизма показаны скорости, исходящие не от единого полюса, или показаны составляющие скорости точек, то это векторное построение не является планом скоростей. Такие же рассуждения относятся и к плану ускорений.

Для наглядной иллюстрации изложенного на ниже прилагаемом рисунке построены схема четырехшарнирного механизма с вращательными парами и план скоростей механизма, в котором

полюс обозначен P_v , а скорости изображены отрезками $P_v a$, $P_v b$ и $P_v d$; на рисунке *б* показано разложение скорости Dd , равной $P_v d$ на рисунке *б*, на составляющие Dd_1 и Dd_2 по соответствующим направлениям De_1 и De_2 – это построение не является планом скоростей.

Рассмотрим еще вопрос, связанный с терминологией. В научной литературе встречается термин «расход мощности», что неправильно. Расходуется энергия, а не мощность, сама же мощность потребляется. В случаях, когда речь идет о счетчиках энергии, то применяется термин «потребляемая энергия». Что же касается термина «работы», то «работа» затрачивается или совершается.

В заключение следует отметить, что при исследовании работы машин нельзя забывать, что рабочие органы сельскохозяйственных машин воздействуют на живые организмы, каковыми являются растительные материалы и почва.

Ввиду этого разрабатываемые по результатам исследований рекомендации до их внедрения должны пройти экспериментальную проверку с целью выяснения, не вредят ли они живой природе. Если выяснится, что использование этих рекомендаций наносит вред живой

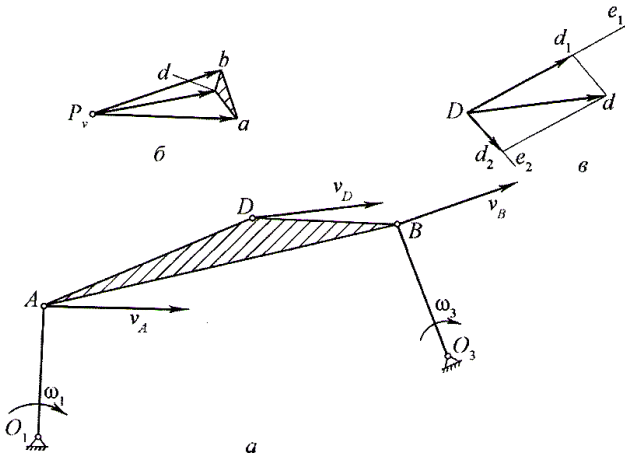


Рис. – Схема четырехшарнирного механизма (*а*), план скоростей механизма (*б*) и разложение скорости точки *D* на составляющие Dd_1 и Dd_2 по соответствующим направлениям De_1 и De_2 (*в*)

природе, то ясно, что их нельзя применять и надо разрабатывать новые рекомендации, при внедрении которых живой природе не будет нанесен вред.

Выводы. Рассмотрены случаи искажений отдельных положений отмеченных наук при проведении теоретических исследований по обоснованию параметров и режимов работы сельскохозяйственной техники, а также терминологии по ряду единиц измерения и указываются пути их исправления.

Литература

1. Беляев Н.М. Сопrotивление материалов / Беляев Н.М. – М.: Изд-во «Наука», 1976. – 608 с.
2. Бурдун Г.Д. Справочник по международной системе единиц. Изд. 2-е, доп. / Бурдун Г.Д. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 232 с.
3. Долгов И.А. Математические методы в земледельческой механике / И.А. Долгов, Г.К. Васильев. – М.: Машиностроение, 1967. – 200 с.
4. Ковалев Н.А. Прикладная механика: учебник для вузов / Ковалев Н.А. – М.: Высшая школа, 1982. – 400 с.
5. Лачуга Ю.Ф. Теоретическая механика / Ю.Ф. Лачуга, В.А. Ксендзов. – М.: Колос, 2010. – 576 с.
6. Лачуга Ю.Ф. Прикладная математика. Нелинейное программирование в инженерных задачах / Ю.Ф. Лачуга, В.А. Самсонов, О.Н. Дидманидзе. – М.: Колос, 2001. – 288 с.
7. Сегаль А.И. Прикладная теория упругости / Сегаль А.И. – Л.: Изд-во судостроительной промышленности, 1961. – 268 с.
8. Трофимова Т.И. Курс физики / Трофимова Т.И. – М.: Высшая школа, 2000. – 542 с.
9. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374с.
10. Хайлис Г.А. О некоторых особенностях проведения исследований сельскохозяйственных машин / Г.А. Хайлис // Техника АПК. – 2008. – №8. – С. 26 – 28.
11. Юдин В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. – М.: Высшая школа, 1977. – 527 с.

УДК 631.35:633.521

© Г.А. Хайліс, д.т.н.

УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого

© М.М. Толстушко, к.т.н., Н.О. Толстушко

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РУХУ СТРІЧКИ СТЕБЕЛ НА ВІБРУВАЛЬНІЙ ПОВЕРХНІ РОЗСТИЛАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

У статті наведено результати аналізу руху стрічки стебел льону на вібрувальній поверхні розстилального пристрою льонокомбайна. Виведені залежності між параметрами й режимами роботи даного пристрою та показниками руху стебел стрічки.

ЛЬОНОЗБИРАЛЬНИЙ КОМБАЙН, РОЗСТИЛАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, ВІБРУВАЛЬНА ПОВЕРХНЯ, СТРІЧКА ЛЬОНУ, ШАР СТЕБЕЛ.

Постановка проблеми. У сучасних умовах льонотреста в Україні готується в господарствах на льоновищі у стрічках, що розстилаються льонозбиральними комбайнами. Наявні розстилальні пристрої льонокомбайнів недостатньо якісно виконують процес розстилення стрічки стебел на льоновищі. Розстелені ними стрічки мають високі значення відносної розтягнутості та перекосу стебел, а також є нерівномірними за товщиною і містять розриви. Тому актуальним є підвищення якості розстилення стрічки стебел льонокомбайном. Досягти цього можна завдяки підрівнюванню стрічки стебел під час її розстилення. У відомих конструкціях льонозбиральних комбайнів не передбачено такої операції. А тому виникла потреба у розробленні та обґрунтуванні параметрів і режиму роботи пристрою комбайна для одночасного підрівнювання й розстилення стрічки стебел льону [1-4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що основні параметри розстилальних пристроїв не узгоджені з режимами роботи льонокомбайнів та характеристиками стеблової стрічки [2, 3].

Мета дослідження – проаналізувати рух стрічки стебел на вібрувальній поверхні розстилального пристрою льонокомбайна та обґрунтувати параметри цього пристрою.

Результати дослідження. Розстилальний пристрій льонокомбайна містить вібрувальний щит з буртиком, що підрівнює та розстилає стеблову стрічку. Необхідно проаналізувати рух стебел

стрічки льону на плоскій, похилій поверхні щита з буртиком, яка здійснює поступальні, криволінійні, негармонічні коливання.

Для аналізу руху стебел стрічки на вібрвальній поверхні приймаємо такі допущення: 1) льонокомбайн здійснює поступальний, прямолінійний і рівномірний рух; 2) опором середовища нехтуємо; 3) стрічку стебел льону будемо розглядати як дискретне середовище, що складається з окремих шарів стебел, кожен з яких представляє собою групу паралельно вкладених один на одному однакових стебел масою m і довжиною l ; 4) вважаємо, що шар стебел не перекидається під час руху і відносно зміщення стебел у шарі відсутнє; 5) нехтуємо контактом між сусідніми шарами стебел у стрічці; 6) стебла льону будемо розглядати як тверді тіла у формі тонких стрижнів з нерівномірно розподіленою щільністю по довжині; 7) аналізуємо рух нижнього стебла шару, яке безпосередньо взаємодіє з вібрвальною поверхнею, причому до цього стебла прикладаємо силу ваги вищерозташованих стебел у шарі; 8) стебла рухаються поступально.

Зауважимо, що поняття “шару стебел” базуються на понятті “групи стебел”, трактування якого дано в [1]. Схематично модель шару стебел у стрічці зображено на рис. 1. Тут, шар стебел розміщений між вертикальними прямими 1–1 і 2–2, а C, C_1, C_2, \dots, C_k – центри мас стебел у шарі, які розміщені вздовж однієї вертикалі 3–3.

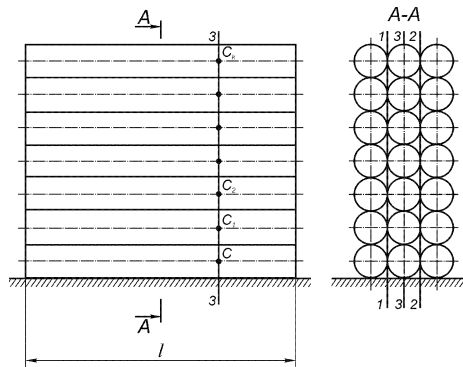


Рис. 1 – Схематичне зображення моделі шару стебел у стрічці

Кількість стебел $k + 1$ у шарі приблизно дорівнює:

$$k + 1 \approx n_1 \cdot b_1 \cdot i_0 \cdot d_{cep} = i_n \cdot d_{cep}, \quad (1)$$

де k – кількість стебел, що розташовані над нижнім стеблом шару; n_1 – кількість працюючих бральних секцій льонокомбайна; b_1 – ширина захвату однієї бральної секції льонокомбайна; i_0 – кількість стебел на 1 м^2 поля; d_{cep} – середнє значення діаметра стебла у стрічці; $i_n = n_1 \cdot b_1 \cdot i_0$ – кількість стебел на 1 м довжини стрічки льону.

Маса m_u усього шару стебел стрічки дорівнює:

$$m_u = m \cdot (k + 1) = m_{cep} \cdot i_n \cdot d_{cep}, \quad (2)$$

де $m = m_{cep}$ – середнє значення маси стебла у стрічці.

На рис. 2 дано схеми для аналізу руху нижнього стебла шару на вібрувальній поверхні. Причому усі силові фактори, що діють на стебло, представлені на рис. 2, а, а на рис. 2, б дано схему вібраційного механізму приводу робочої поверхні для визначення складових сили інерції. Тут просторова система координат $O_3x_3y_3z_3$ жорстко пов'язана з рамою льонокомбайна. Тобто, згідно з прийнятими допущеннями, система координат $O_3x_3y_3z_3$ є інерціальною. Льонокомбайн рухається у протилежному напрямку до осі O_3x_3 з швидкістю v_M . Вібрувальна поверхня $ONMB$ довжиною L_3 та шириною L_4 , як показано на рис. 2, а, нахилена до горизонталі: у поздовжньо-вертикальній площині $x_3O_3z_3$ – під кутом γ ($\angle\gamma = \angle O_3SB$), а у поперечно-вертикальній площині $y_3O_3z_3$ – під кутом δ ($\angle\delta = \angle O_3OB$). З поверхнею $ONMB$ пов'язана система координат $Oxyz$, вісь Oy якої напрямлена вздовж буртика ON висотою h_6 , а вісь Oz перпендикулярна до цієї поверхні. Площина xOy щита з буртиком 3 (рис. 2, а) нахилена до горизонтальної площини $x_3O_3y_3$ під кутом ψ_2 ($\angle\psi_2 = \angle O_3QB$) і перетинає останню по лінії OS ($BQ \perp OS$ та $O_3Q \perp OS$). У площині xOy міститься кут η_2 ($\angle\eta_2 = \angle SBQ$).

Траєкторією руху щита з буртиком є дуга кола, що лежить у площині перпендикулярній до осі Oy і нахилений до площини $y_3O_3z_3$ під кутом γ . Поверхня $ONMB$ нахилена до горизонталі, у площині власної траєкторії коливань, під кутом δ_1 (рис. 2, б).

У проміжку безвідривного руху стебла відносно вібрувальної поверхні використаємо диференційні рівняння відносного руху центра мас стебла у проекціях на осі декартової системи координат $Oxyz$:

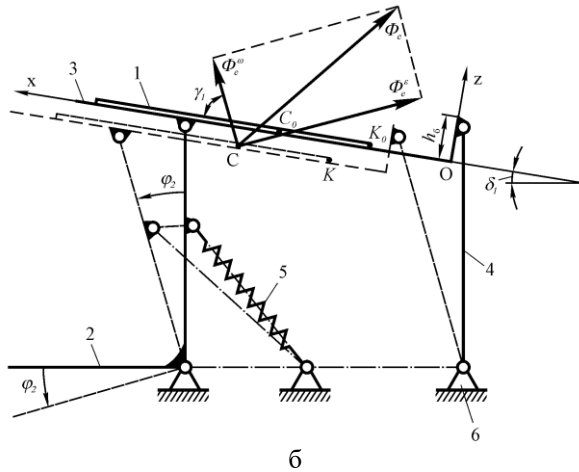
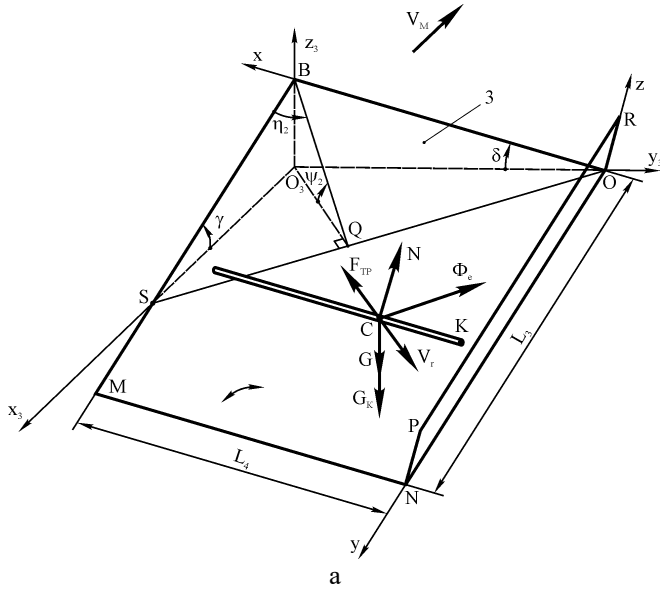


Рис. 2 – Схема до аналізу руху нижнього стебла шару стрічки на вібрувальній поверхні (а) та схема вібраційного механізму приводу для визначення складових ейлерової сили інерції (б): 1 – стебло; 2 – коромисло; 3 – щит з буртиком; 4 – підвіски; 5 – пружина; 6 – рама

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_C &= F_x + R_x + \Phi_{ex} + \Phi_{cx}; \\ m\ddot{y}_C &= F_y + R_y + \Phi_{ey} + \Phi_{cy}; \\ m\ddot{z}_C &= F_z + R_z + \Phi_{ez} + \Phi_{cz}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де $m = m_{cep}$ – маса стебла в шарі, яка дорівнює середньому значенню маси стебла у стрічці; $\ddot{x}_C, \ddot{y}_C, \ddot{z}_C$ – проекції вектора відносного прискорення центра мас стебла відповідно на осі Ox, Oy та Oz ; F_x, F_y, F_z – проекції діючих на стебло активних сил; R_x, R_y, R_z – проекції реакцій в'язей, які накладені на стебло; $\Phi_{ex}, \Phi_{ey}, \Phi_{ez}$ – проекції переносної сили інерції; $\Phi_{cx}, \Phi_{cy}, \Phi_{cz}$ – проекції коріолісової сили інерції.

З активних сил на стебло діють сила ваги G і сила ваги G_k вищерозташованих k стебел у шарі, а з реактивних: нормальна реакція опорної поверхні N і сила тертя ковзання $F_{tp} = f \cdot N$, де f – коефіцієнт тертя ковзання стебла на поверхні щита з буртиком. Переносну силу інерції Φ_e представимо у вигляді двох складових Φ_e^o та Φ_e^ε (рис. 2, б):

$$\Phi_e^o = m \cdot l_4 \cdot (\omega_2(t))^2; \quad \Phi_e^\varepsilon = m \cdot l_4 \cdot \varepsilon_2(t), \quad (4)$$

де l_4 – довжина підвісок 4; $\omega_2(t), \varepsilon_2(t)$ – кутові, відповідно, швидкість і прискорення коромисла.

Закон руху $\varphi_2 = \varphi_2(t)$ коромисла 2 встановлено у вигляді кускової функції [3], у класифікації законів негармонічних коливань його можна віднести до ударно-вібраційного руху. Для використання цієї кускової функції проведено гармонічний аналіз коливань коромисла, тобто розкладено функцію в ряд Фур'є:

$$\varphi_2 = \varphi_2(t) = \frac{c_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(c_n \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi}{T} \cdot t\right) + e_n \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi}{T} \cdot t\right) \right), \quad (5)$$

де c_0, c_n, e_n – коефіцієнти, які визначаються згідно з формулами Ейлера-Фур'є; T, t – відповідно період коливань коромисла та час.

Коріолісова сила інерції $\Phi_c = 0$, оскільки робочий орган здійснює поступальний рух.

Згідно зі схемами на рис. 2 та формулами (3), отримаємо систему диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_C &= -(G + G_k) \cdot \sin \psi_2 \cdot \sin \eta_2 - F_{TP} \cdot \frac{\dot{x}_C}{v_r} + \\ &+ \Phi_e^{\omega} \cdot \cos \gamma_1 - \Phi_e^{\varepsilon} \cdot \sin \gamma_1; \\ m\ddot{y}_C &= (G + G_k) \cdot \sin \psi_2 \cdot \cos \eta_2 - F_{TP} \cdot \frac{\dot{y}_C}{v_r}; \\ m\ddot{z}_C &= -(G + G_k) \cdot \cos \psi_2 + N + \Phi_e^{\omega} \cdot \sin \gamma_1 + \Phi_e^{\varepsilon} \cdot \cos \gamma_1, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де $v_r = \sqrt{(\dot{x}_C)^2 + (\dot{y}_C)^2}$ – відносна швидкість центра мас стебла; \dot{x}_C, \dot{y}_C – проекції \vec{v}_r на осі Ox та Oy ; $\gamma_1 = 90^\circ - \delta_1 - \varphi_2(t)$ – кут між додатним напрямом осі Ox та вектором сили $\vec{\Phi}_e^{\omega}$ (рис. 2, б).

Залежності $\psi_2 = \psi_2(\gamma, \delta)$ та $\eta_2 = \eta_2(\gamma, \delta)$ представимо так:

$$\psi_2 = \arcsin \left(\sqrt{\frac{\operatorname{tg}^2 \gamma + \operatorname{tg}^2 \delta}{\operatorname{tg}^2 \gamma + \operatorname{tg}^2 \delta + 1}} \right);$$

$$\eta_2 = \arcsin \left(\frac{\cos \gamma \cdot \sin \delta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma \cdot \cos^2 \delta + \sin^2 \delta}} \right),$$

тут $\delta = \arctg(\operatorname{tg} \delta_1 / \cos \gamma)$.

Після підстановки у систему (6) усіх величин, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_C &= -i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \cos \gamma \cdot \sin \delta_1 - f \cdot \frac{N}{m} \cdot \frac{\dot{x}_C}{\sqrt{(\dot{x}_C)^2 + (\dot{y}_C)^2}} + \\ &+ L_4 \cdot \left((\omega_2(t))^2 \cdot \sin(\delta_1 + \varphi_2(t)) - \varepsilon_2(t) \cdot \cos(\delta_1 + \varphi_2(t)) \right); \\ \ddot{y}_C &= i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \sin \gamma - f \cdot \frac{N}{m} \cdot \frac{\dot{y}_C}{\sqrt{(\dot{x}_C)^2 + (\dot{y}_C)^2}}; \\ \ddot{z}_C &= -i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \cos \gamma \cdot \cos \delta_1 + \frac{N}{m} + \\ &+ L_4 \cdot \left((\omega_2(t))^2 \cdot \cos(\delta_1 + \varphi_2(t)) + \varepsilon_2(t) \cdot \sin(\delta_1 + \varphi_2(t)) \right), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де $i_n \cdot d_{cep} \approx k + 1$ – кількість стебел у шарі.

З третього рівняння системи (7) встановлюється умова безвідривного руху стебла відносно вібральної поверхні щита з буртиком ($z_C = 0$):

$$\frac{l_4}{i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \cos \gamma \cdot \cos \delta_1} \cdot \left((\omega_2(t))^2 \cdot \cos(\delta_1 + \varphi_2(t)) + \right. \\ \left. + \varepsilon_2(t) \cdot \sin(\delta_1 + \varphi_2(t)) \right) \leq 1. \quad (8)$$

На вібрувальній поверхні *ONMB* стебла стрічки поступово наближаються до буртика *ONPR* і своїми коренями взаємодіють з ним. Стебла стрічки, які безпосередньо взаємодіють з буртиком, за кожний період коливань майже не зміщуються від буртика і рухаються тільки вниз уздовж осі *Oy*. Внаслідок цього корені стебел у стрічці підрівнюються і на виході з пристрою більш компактно сформована стрічка падає на землю.

Для обґрунтування довжини L_3 щита з буртиком необхідно розглянути умову (8) і перші два рівняння системи (7), для інтегрування яких використаємо чисельний метод Рунге-Кутта-Фельберга 4-5 порядку. На основі наведених значень параметрів вібраційного механізму і стрічки стебел льону [3], а також рівнянь системи (7) і умови (8) розроблена програма на ПЕОМ в середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V і проаналізовано вплив низки параметрів $(d_{cep}, i_n, m_{cep}, v_M)$ на траєкторію руху кінця кореня нижнього стебла шару стрічки. У процесі аналізу приймали: $\dot{x}_{K0} = \dot{x}_{C0} \approx 0$ м/с; $\dot{y}_{K0} = \dot{y}_{C0} \approx 1$ м/с; $l_C = 0,4$ м; $x_{K0} = \Delta l = x_{C0} - l_C = 0,2$ м, де Δl – початкова абсолютна розтягнутість стебел у стрічці; $y_{K0} = y_{C0} = 0$ м; $b_1 = 0,38$ м; $f = 0,46$; $\gamma = \arctg f \approx 25^\circ$; $\delta_1 = 5^\circ$. При цьому d_{cep} , i_n , m_{cep} , v_M змінювались у межах: $d_{cep} = 0,001 \dots 0,0024$ м; $i_n = 800 \dots 3800$ штук/м; $m_{cep} = 0,0010 \dots 0,0020$ кг; $v_M = 1,94 \dots 2,78$ м/с.

Для прикладу на рис. 3 побудовані траєкторії руху кінця кореня нижнього стебла шару стрічки $y_K = y_K(x_K)$ для одного значення v_M і трьох різних комбінацій значень параметрів d_{cep} , i_n , m_{cep} , для яких виконується умова (8).

Висновки. На основі отриманих результатів обґрунтовано, що довжина щита з буртиком має бути – $L_3 = 0,9$ м, а кути нахилу його поверхні до горизонталі у двох площинах повинні становити: у поздовжньо-вертикальній – $\gamma = 20^\circ \dots 30^\circ$, у поперечно-вертикальній – $\delta = 5^\circ \dots 6^\circ$. Зауважимо, що за відривного руху стебел відносно

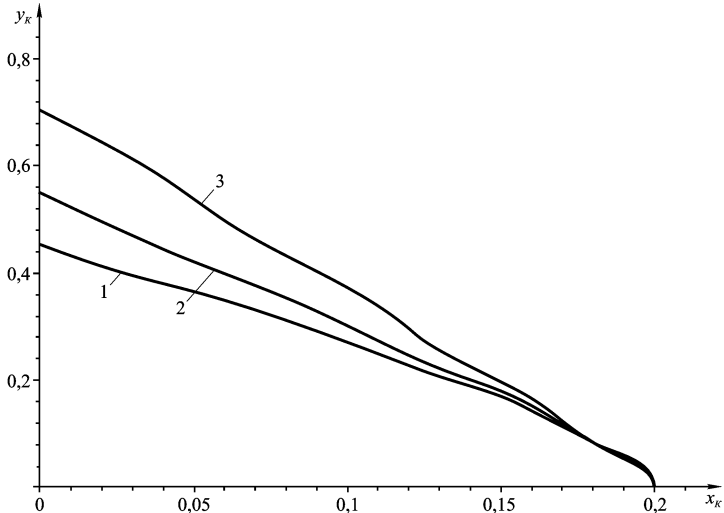


Рис. 3 – Траєкторії руху кінця кореня стебла $y_k = y_k(x_k)$ для $v_M = 2,50$ м/с: 1 – $d_{cep} = 2,4$ мм, $i_n = 800$ шт./м, $m_{cep} = 2,0$ г; 2 – $d_{cep} = 1,7$ мм, $i_n = 2300$ шт./м, $m_{cep} = 1,5$ г; 3 – $d_{cep} = 2,4$ мм, $i_n = 3800$ шт./м, $m_{cep} = 2,0$ г

вібрувальної поверхні останні швидше наближаються до буртика (тобто швидше підрівнюються) при менших поздовжніх габаритах щита з буртиком, ніж за безвідривного руху.

Література

1. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
2. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
3. Толстушко М.М. Обґрунтування параметрів підрівнювально-розстиляльного пристрою льнозбирального комбайна / М.М. Толстушко // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 14. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. – 2006. – С. 169 – 177.
4. Толстушко Н.О. Аналіз пристроїв для пакування стрічки льону / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, С.Є. Голячук // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Вип. 41. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка. – 2005. – С. 363 – 374.

УДК 631.358

© Г.А. Хайліс, д.т.н., С.Ф. Юхимчук, к.т.н., Л.М. Дацюк, к.т.н.,
Грушецька М.Г.
Луцький національний технічний університет

НОВІ КОНСТРУКЦІЇ ЛЬОНОБРАЛЬНИХ АПАРАТІВ

В статті наведений опис чотирьох принципово нових конструкцій льонобральних апаратів та роз'яснений принцип їх роботи.

ЛЬОНОБРАЛЬНИЙ АПАРАТ, КОНСТРУКЦІЯ, БРАННЯ, ЛЬОН.

Основне призначення бральних апаратів льонозбиральних машин – це витягування стебел льону з ґрунту і подача їх на наступні робочі органи. В існуючих льонозбиральних машинах використовуються пасові або дисково-пасові бральні апарати, в яких затискання стебел відбувається між двома рухомими гумовими пасами або диском, який притискає стебла до рухомого паса. Ці апарати мають свої переваги і недоліки.

Для ознайомлення читачів із новими конструкціями бральних апаратів в статті приведений опис чотирьох запатентованих конструкцій льонобральних апаратів.

Перша запропонована конструкція (рис. 1) [1] складається із розміщених на рамі 1 : брального вузла, що містить бральну трубу 2, з напесованими на її робочі поверхні спіралями із прутка і зубчастими обичайками, та притискні секції 3; поперечні транспортери 4; обмежувачі 5 і направляючі 6, 7 пластини; подільники 8; щітки 9. Притискна секція 3 містить парні ролики 10, на які надіта еластична стрічка 11 робоча поверхня якої має спіральну навивку, що закінчується зубчатою обичайкою. При цьому притискні секції 3 розташовані послідовно таким чином, що зуби гнучких обичайок притискних секцій 3 входять в зачеплення з зубами обичайок бральної труби 2, а виступи спіралей на еластичних стрічках 11 співпадають з западинами спіралей на бральній трубі.

Поперечний транспортер 4 містить три ланцюгові передачі, до ланок ланцюгів у яких прикріплені пальці для захоплення стебел льону і переміщення останніх у вертикальній площині. Для формування ривчаків переміщення вибраних стебел обмежуючі пластини 5 розташовані між ланцюгами поперечного транспортера 4, а направляючі пластини 6,7 розташовані навпроти обмежуючих пластин 5. Щоб вибрані стебла льону не намотувались на робочі органи

брального вузла кінці направляючих пластин 6, що знаходяться за спіральними ділянками бральної труби 2, відігнуті. Для зняття залишків ґрунту, які осідають на робочі органи при плющенні корених частин стебел, передбачені щітки 9.

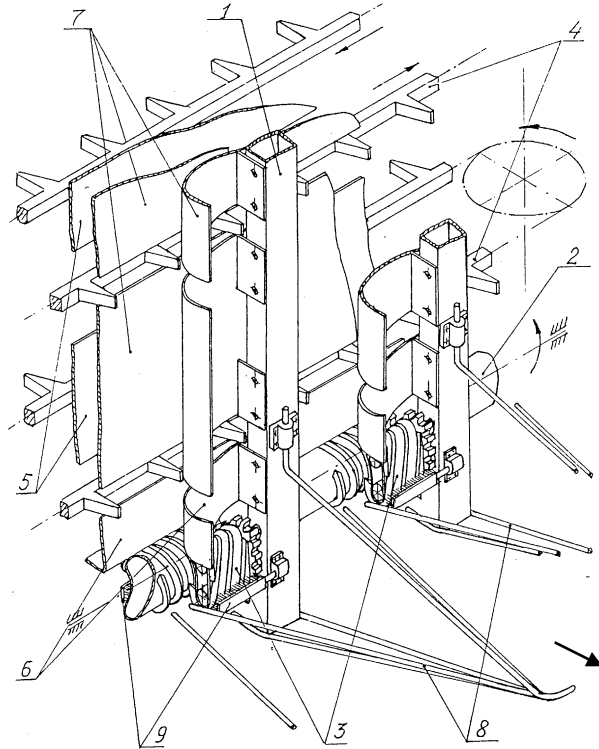


Рис. 1 – Схема спірального брального апарату

Льонобральний апарат працює наступним чином. Привід робочих органів апарату здійснюється від валу відбору потужності трактора. Обертальний момент через редуктор передається на бральну трубу 2 і ведучі зірочки поперечного транспортера 4. Через зубчасті зачеплення обичайок бральна труба 2 обертаючись, приводить у рух еластичні стрічки 11 притискних секцій 3. Для виключення можливості переплітання стебел льону і забезпечення їх рівномірного розміщення в стрічці, швидкість переміщення стебел льону вбік під час брання дорівнює швидкості руху ланцюгів поперечного

транспортера. При русі агрегату по полі подільники 8 розділяють стеблестій льону на окремі смужки і направляють їх у гирла бральних ривчаків. Стебла льону захоплюються спіральними навивками бральної труби 2 і, попадаючи між виступи спіралей, тісно притискаються до бральної труби 2 навивками еластичних стрічок 11 і переміщуючись вгору та вбік витягуються із ґрунту, попадають на поперечний транспортер 4. При цьому стебла, проходячи між бральною трубою 2 і притискними секціями 3, розплющуються. Вибрані стебла захоплені поперечним транспортером 4 переміщуються між направляючими пластинами 6,7 однієї бральної секції та направляючими пластинами 6,7 попередньої бральної секції, і далі, з'єднуючись зі вже вибраними стеблами, рухаються між направляючими пластинами 6,7 цієї бральної секції і обмежуючими пластинами 5. При виході з брального апарату стрічка льону, попадаючи на розстиляльний щит, розстиляється по полю.

Друга запропонована конструкція (рис. 2) [2] містить: раму 1; ведучий 2 і ведений 3 шківів та підпружинені притискні ролики 4; нескінченний бральний пас 5; вивідні 6 та бральні 7,8 пластини; подільники 9.

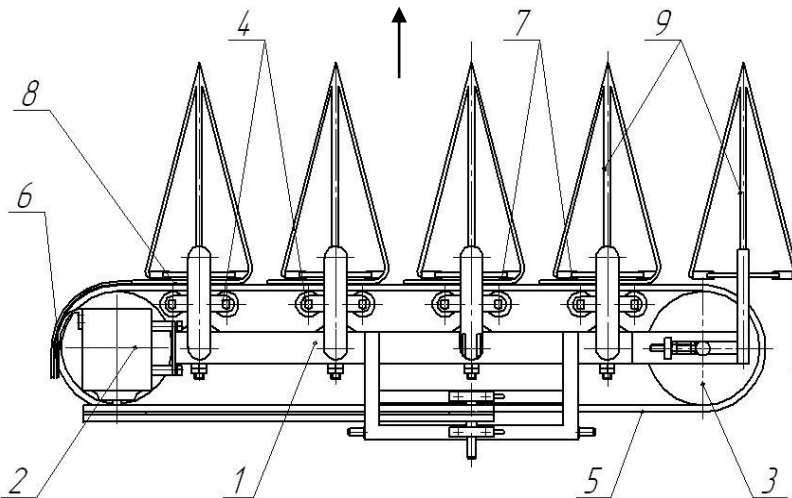


Рис. 2 – Пасово-пластинчастий бральний апарат

Цей бральний апарат навіщується на трактор. Привід ведучого шківів 2 здійснюється через конічний редуктор від валу відбору

потужності. У рамі 1 передбачені місця кріплення корпусів підшипників на вал ведучого шківів 2, притискних пристроїв веденого шківів 3, вивідних пластин 6 і з'єднання виносних кронштейнів кріплення бральних пластин 7, 8 з подільниками 9. Бральний пас 5 охоплює ведучий 2 і ведений 3 шківів і проходить між притискними роликами 4, вивідними пластинами 6 та бральними пластинами 7,8. Виносні кронштейни виконані П-подібної форми таким чином, щоб не перешкоджати проходженню стебел.

Бральні ривчаки утворюються у зонах притискання до бральних пластин 7,8 брального пасу 5. Щоб забезпечити переміщення стебел у бральних ривчаках і витягування їх з ґрунту робоча поверхня брального пасу 5 шорстка, а поверхні бральних пластин, навпаки, гладенькі. Крім цього, для надійного утримання стебел і обмеження їх прокручування при переміщенні по бральних ривчаках, робочі поверхні брального пасу 5 і бральних пластин 7, 8 мають хвилеподібну форму. Для забезпечення певного зусилля затискання стебел навпроти бральних пластин встановлені підпружинені ролики, які підтримують бральний пас.

При русі трактора разом з льонобральним апаратом по поверхні поля подільники 9 розділяють стеблостій льону на окремі смужки і направляють їх в гирла бральних ривчаків. В першому (з польової сторони) ривчаку стебла льону рухаючись разом з бральним пасом 5 стебла льону витягуються з ґрунту.

В гирлі другого ривчака витягнуті стебла (перший шар) зустрічаються з стеблами другої смуги (другий шар) направленими відповідними прутками другого і третього подільників 9. Ці шари стебел накладаються один на одного і затискаються між другою бральною пластиною 7 і бральним пасом 5. При примусовому русі разом з бральним пасом 5 стебла першого шару транспортується, а стебла другого шару витягуються з ґрунту. Далі процеси повторюються: при виході з другого ривчака до двох шарів стебел приєднується третій шар стебел, а при виході з третього ривчака до трьох шарів стебел приєднується четвертий шар. Після чого три перших вибраних шари транспортуються, а четвертий шар витягується з ґрунту. Далше під дією вивідних пластин 6 стебла льону розстилаються по поверхні поля.

Третя запропонована конструкція - льонобральний апарат з гофрованою еластичною трубою (рис. 3) [3] містить: збірну раму (на рис. не показана); бральний вузол, який включає гофровану трубу 1, всередині якої розміщений привідний вал 2 із роликами 3 та

регулювальний вал 4; поперечний транспортер 5; очисну планку 6; нахилений стрічково-планчастий транспортер 7.

Льонобральний апарат працює наступним чином.

Обертальний момент від приводу машини чи трактора (в залежності від типу машини, на якій встановлений льонобральний апарат) через відповідні передачі передається на привідний вал 2 із жорстко закріпленими на ньому роликами 3 та ведучі шкиви поперечного транспортера 5 і нахилоного стрічково-планчастого транспортера 7. При русі машини поперечні планки нахилоного стрічково-планчастого транспортера 7 захоплюють верхівки стебел льону і переміщують їх назад і донизу із швидкістю, яка більша за швидкість руху машини, що забезпечує нахил стебел і підвід їх до брального вузла без різкого роз'єднання стеблостою і обривів насінневих коробочок. Тут стебла попадають між виступи гофрованої труби 1 і спрямовуються, ковзаючи по поверхнях гофрів, до западин.

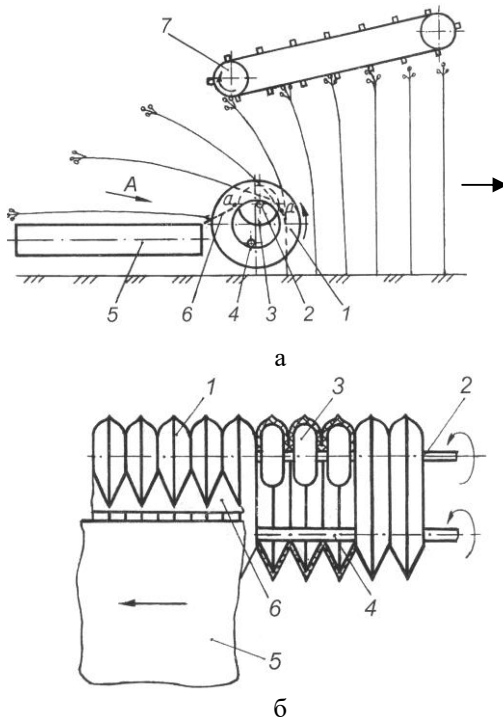


Рис. 3.— Льонобральний апарат з гофрованою еластичною трубою:
а - вид збоку, б - вид А

При обертанні гофрованої труби 1 за рахунок зчеплення з роликками 3 і поступового стискання між собою сусідніх гофрів, у місцях дії роликів 3, стебла затискаються у зоні а-а і при обертанні гофрованої труби 1 та переміщенні машини витягуються з ґрунту. За рахунок безперервного накладання на вже вибрані стебла нових стебел кореневі частинки попередніх притискаються до западин гофрів і, при обертанні гофрованої труби 1, проходячи зону а-а, плющуються, що забезпечує зменшення строків вилежування льону. Еластичність гофрованої труби 1 і роликів 3 забезпечує надійне затискання стебел і попереджує їх травмування. Для зручності розбирання брального вузла діаметр роликів 3 менший за внутрішній діаметр гофрованої труби 1. Силу притискання гофрованої труби 1 до роликів 3, і тим самим тиск у бральних ривчаках, регулюють одночасно по всій ширині захвату льонобрального апарату положенням регульовального вала 4, переміщуючи його відносно центру обертання гофрованої труби 1. Для запобігання небажаної деформації гофрованої труби 1 внутрішні кільця гофрів армовані. При виході із зони дії роликів 3 гофри гофрованої труби 1 за рахунок власної пружності відновлюють свою форму. Зуби очисної планки 6 розміщені між гофрама гофрованої труби 1 і при її обертанні очищають поверхню гофрів від налиплого ґрунту та направляють стебла корневих частин на стрічку поперечного транспортера 5, який транспортує їх до виходу з брального апарату до інших робочих органів льонозбиральної машини. Так як поперечний транспортер 5 є стрічкового типу і встановлений горизонтально, то стебла при транспортуванні не травмуються через відсутність пальців та направляючих пластин, які містять інші конструкції льонобральних апаратів, та зменшується згинання та переплутування стебел внаслідок транспортування їх в горизонтальному положенні, що виключає їх поздовжнє зміщення одне відносно одного. Внаслідок цього покращується якість вихідної продукції - льоноволокна.

Встановлені між елементами збірної рами піднімально-опускальні механізми типу гідроциліндрів дозволяють змінювати положення нахиленого стрічково-планчастого транспортера 7 відповідно до характеристик стеблостою.

Бральний вузол і поперечний транспортер містять менше деталей, тому запропонований льонобральний апарат менш матеріаломісткий в порівнянні з іншими.

Четверта запропонована конструкція - ланцюговий бральний апарат (рис. 4) [4] складається із рами (на рисунку не показана), на якій встановлені польовий подільник 1, бральний пристрій, що містить

ланцюгову передачу, яка складається із веденої 2 та ведучої 3 зірочки, ланцюга 4. На ланцюзі 4 закріплені бральні ролики 5, бральні пластини 6 і гумові підтримувачі 7. Знизу під робочою віткою ланцюгової передачі встановлений опорний транспортер 8, виконаний у вигляді бігової доріжки. За роликами розміщений привідний пас 9, а над ведучою зірочкою 3 ланцюгової передачі – вивідний пристрій у вигляді відкидної крильчатки 10 і направляючих прутків 11.

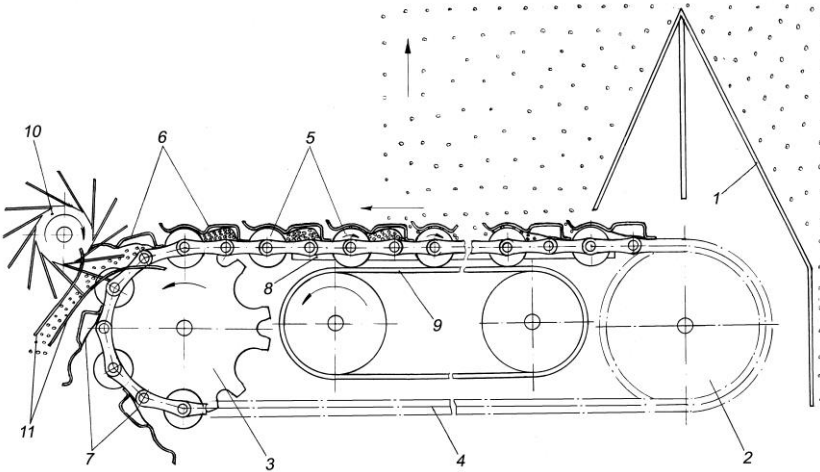


Рис. 4 - Ланцюговий льнобральний апарат

Ланцюговий льнобральний апарат працює наступним чином.

Обертальний момент від приводу машини чи трактора (в залежності від типу машини, на якій встановлений льнобральний апарат) через механізм приводу передається до ланцюгової передачі, привідного паса 9 та відкидної крильчатки 10. При русі машини по полю польовий подільник 1 відділяє стеблостій льону і при переміщенні ланцюга 4 стебла льону потрапляють у бральні рівчаки, утворені загнутими частинами бральних пластин 6 та бральними роликками 5, де і затискаються. Бральні ролики 5, контактуючи із віткою привідного паса 9, обертаються і переміщують стебла, що підтримуються бральними пластинами 6. При цьому затиснені стебла витягуються з ґрунту і, при подальшому обертанні бральних роликків 5, потрапляють в простір за бральними роликками 5, де утримуються гумовими підтримувачами 7 і так транспортуються. На виході з

брального апарату за рахунок перегину ланцюга 4 на ведучій зірочці 3 бральні планки 6 відходять від бральних роликів 5, підштовхуються гумовими підтримувачами 7 та відкидною крильчаткою 10, викидаються з брального апарату і, ковзаючи по направляючих прутках 11, розстеляються по полю. Щоб робоча вітка ланцюгової передачі не провисала при бранні льону, вона спирається на опорний транспортер 8, виконаний у вигляді бігової доріжки. Тиск у бральних рівчаках регулюється одночасно по всій ширині захвату агрегату за допомогою збільшення натягу ланцюга 4 переміщенням веденої зірочки 2. Внаслідок відсутності подільників, які в інших бральних апаратах розділяють і підводять стеблостій льону до кожного брального рівчака, зменшується розтягнутість стебел у стрічці та обрив насінневих коробочок. При роботі відбувається рівномірне забирання стебел, при цьому стебел, що затиснулись, і сусідні стебла, що тільки мають потрапити у бральний рівчак, знаходяться на віддалі на якій розрив зчеплених насінневих коробочок стебел не відбувається.

Література

1. Пат. 10753А Україна, МКл А01D45/06. Льнобральний апарат / С.Ф. Юхимчук, Г.А. Хайліс (Україна). Заявл. 11.07.95; Опубл. 25.12.96, Бюл. № 4.
2. Пат. 25414А Україна, МКл А01D45/06. Льнобральний апарат / С.Ф. Юхимчук, Г.А. Хайліс (Україна). Опубл. 30.10.98, Бюл. № 4.
3. Пат. 50404А Україна, МКл А01 D45/06. Льнобральний апарат / С.Ф. Юхимчук, Г.А. Хайліс, Лобацький В.П., Толстушко М.М. (Україна). Заявл. 03.07.02. Опубл. 15.10.02. Бюл. № 10.
4. Патент 75227 Україна, МКл А01D45/06. Ланцюговий бральний апарат / Юхимчук С.Ф., Юхимчук С.М. (Україна). Заявл. 18.05.2004. Опубл. 15.03.2006, Бюл. № 3.

УДК 631.365:633.34

© К.Є. Цизь, Р.В. Кірчук, к.т.н., Л.Ю. Забродоцька, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ДЕФОРМАЦІЇ ОБОЛОНКИ НАСІНИНИ СОЇ НА ІНТЕНСИВНІСТЬ СУШІННЯ

В статті представлено результати теоретичних досліджень впливу глибини пошкодження оболонки насінини сої на інтенсивність сушіння. Пропонується кількісно оцінювати даний процес коефіцієнтом збільшення інтенсивності сушіння K_i .

ДЕФОРМАЦІЯ, НАСІННЯ, СОЯ, СУШІННЯ, ІНТЕНСИВНІСТЬ.

Постановка проблеми. Соя – одна з провідних сільськогосподарських культур сьогодення, яка багато років належить до найважливіших стратегічних рослин світового землеробства. Це цінна білково-олійна культура, що має широкий спектр використання в кормо-виробництві, харчовій, переробній промисловості та медицині. В її насінні міститься 35–45% протеїну, 18–25% олії, вуглеводи, мікроелементи та цілий набір біологічно активних фітопоживних речовин. Соя є головним джерелом протеїну в комбікормах для тварин [1,2].

Розробка енергозберігаючих методів, які б забезпечували мінімальні затрати на посів, збирання і наступну переробку сої є актуальними завданнями для подальших наукових досліджень.

Однією з найбільш енергозатратних технологічних операцій післязбиральної обробки сільськогосподарських матеріалів є процес сушіння. Тому актуальним є дослідження даного процесу та проведення пошукових експериментів в цьому напрямку, з метою знаходження оптимального методу, який забезпечував би швидке та якісне сушіння при найменших питомих витратах.

Аналіз досліджень і публікацій. Питанням кінетики сушіння сільськогосподарських матеріалів, волого- та теплообміну між поверхнею матеріалу та сушильного агента присвячено багато наукових праць [3-5].

В результаті аналізу попередніх досліджень можна виділити такі основні методи інтенсифікації процесу сушіння:

- збільшення швидкості повітря та температури сушильного агента, що в свою чергу призводить до збільшення коефіцієнту теплообміну;
- попередній нагрів зерна;

– збільшення площі контакту сушильного агента з поверхнею матеріалу.

Після проведення ряду експериментальних досліджень [6,7], було зроблено висновок, що незначне деформування поверхні насінини сої призводить до інтенсифікації процесу сушіння (рис. 1) у випадку подальшої обробки для отримання олії, оскільки експозиція сушіння в такому випадку зменшується в 1,5 рази.

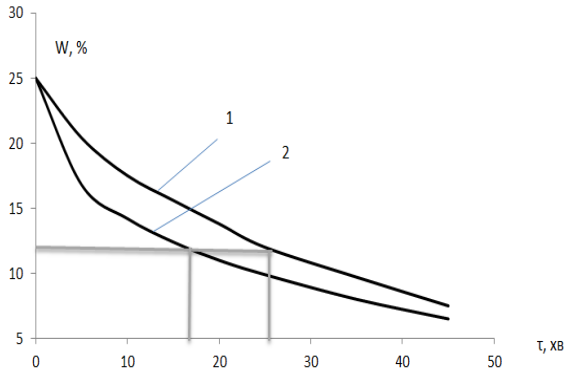


Рис.1 – Зміна вологості насіння сої з часом: 1 – недеформовані насінини; 2 – механічно деформовані насінини

Проте, не дослідженим і не обґрунтованим залишається питання величини (глибини) пошкодження оболонки насінини, її безпосередній вплив на процес інтенсифікації сушіння сої.

Мета дослідження. Метою роботи є визначення впливу деформування, а саме величини (глибини) надрізу поверхні насінини на процес сушіння.

Результати дослідження. Для вологих матеріалів характерні три періоди сушіння: період нагрівання, 1-й період (період постійної швидкості сушіння), 2-й період (період падаючої швидкості сушіння).

Найбільш цікавим, з точки зору процесів сушіння сільськогосподарських матеріалів, можна вважати 1-й період, коли видаляється основна маса вологи і середньоінтегральне значення вологості наближається до кондиційного. При такому значенні насіннєвий матеріал можна зберігати тривалий час в процесі його подальшого обробітку. Даний період характеризується сталою швидкістю сушіння.

У період постійної швидкості сушіння температура матеріалу постійна і все тепло передане матеріалу, йде на випаровування вологи.

Інтенсивність випаровування (сушіння) j_n можна виразити залежністю [3]:

$$j_n = \frac{N \cdot R_v \cdot \rho_0}{100} \quad (1)$$

де N – швидкість сушіння в період постійної швидкості сушіння, %/год; R_v – відношення об'єму матеріалу до його поверхні, м³/м²; ρ_0 – густина матеріалу, кг/м³; r – питома теплота пароутворення, кДж/кг.

Вираз (1) можна записати для двох випадків:

– недеформоване насіння:

$$j_{n_1} = \frac{N_1 \cdot R_{v_1} \cdot \rho_{0_1}}{100}; \quad (2)$$

– насіння, що попередньо піддавалось механічній деформації (пошкоджена цілісність оболонки насінини):

$$j_{n_2} = \frac{N_2 \cdot R_{v_2} \cdot \rho_{0_2}}{100} \quad (3)$$

Припускаючи, що інтенсивність випаровування (сушіння) j_n однакова у першому і другому випадках, прирівнюємо (2) і (3):

$$j_{n_1} = j_{n_2} = \frac{N_1 \cdot R_{v_1} \cdot \rho_{0_1}}{100} = \frac{N_2 \cdot R_{v_2} \cdot \rho_{0_2}}{100} \quad (4)$$

Оскільки, у першому і другому випадках сушінню піддається один і той же матеріал, то $\rho_{0_1} = \rho_{0_2}$.

Швидкість сушіння в період постійної швидкості сушіння складе:

$$N_1 = \frac{W_n - W_k}{\tau_1}; \quad (5)$$

$$N_2 = \frac{W_n - W_k}{\tau_2}; \quad (6)$$

де W_n – початкова вологість насіння сої, %; W_k – кінцева вологість, %; τ_1 , τ_2 – відповідно час сушіння недеформованого і механічно деформованого насіння.

Відношення об'єму матеріалу до його поверхні:

$$R_{v_1} = V_1 / S_1 = \frac{4/3 \cdot \pi \cdot R^3}{4 \cdot \pi \cdot R^2} = \frac{R}{3}; \quad (7)$$

$$R_{v_2} = V_2 / S_2, \quad (8)$$

де V_1, V_2 – відповідно, об'єм недеформованої і механічно деформованої насінини, м³; S_1, S_2 – відповідно, площі поверхні цілої і деформованої насінини, м²; R – радіус насінини сої, м.

Можна прийняти допущення, що складовими площі контакту сушильного агента з механічно деформованою насінинною сої будуть площа її поверхні, а також значення двох площ сегментів, утворених в результаті її надрізу (рис. 2):

$$S_2 = S_{нас} + 2S_{сегм} = 4\pi R^2 + 2S_{сегм}. \quad (9)$$

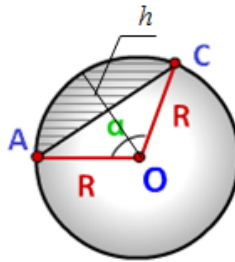


Рис. 2 – Розрахункова схема деформування (надрізу) поверхні насінини

Тоді, враховуючи (9), формула (8) набуде вигляду:

$$R_{v_2} = V_2 / S_2 = \frac{4/3 \cdot \pi \cdot R^3}{4 \cdot \pi \cdot R^2 + 2 \cdot S_{сегм}}. \quad (10)$$

Отже, підставляючи залежності (5)-(10) у вираз (4), одержимо:

$$\frac{W_n - W_k}{\tau_1} \cdot \frac{R}{3} = \frac{W_n - W_k}{\tau_2} \cdot \frac{4/3 \cdot \pi \cdot R^3}{4 \cdot \pi \cdot R^2 + 2 \cdot S_{сегм}}. \quad (11)$$

Після ряду геометричних перетворень площа сегменту, утвореного під час надрізу насінини складатиме:

$$S_{підк} = 2\pi R^2 \cdot \left(\frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_2} \right). \quad (12)$$

Площа сегмента круга визначається (рис. 2):

$$S_{сегм} = \frac{1}{2} R^2 \cdot (\alpha - \sin \alpha), \quad (13)$$

де α – центральний кут, рад.

Прирівнявши (12) і (13), одержимо:

$$4\pi \cdot \frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_2} = \alpha - \sin \alpha. \quad (14)$$

З рисунку видно, що

$$\cos(\alpha / 2) = \frac{R-h}{R}, \quad \alpha = 2 \arccos\left(\frac{R-h}{R}\right), \quad (15)$$

де h – глибина надрізу насінини, м.

$$\frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_2} = \frac{\arccos\left(\frac{R-h}{R}\right)}{2\pi} - \frac{\sin\left(2 \arccos\left(\frac{R-h}{R}\right)\right)}{4\pi}. \quad (16)$$

Позначимо: $\frac{\tau_2}{\tau_1} = K_i$ – коефіцієнт збільшення інтенсивності сушіння.

Тоді, формула (16) набуде вигляду:

$$\frac{1}{K_i} - 1 = \frac{\arccos\left(\frac{R-h}{R}\right)}{2\pi} - \frac{\sin\left(2 \arccos\left(\frac{R-h}{R}\right)\right)}{4\pi}. \quad (17)$$

Залежність коефіцієнта збільшення інтенсивності сушіння від глибини надрізу насінини матиме вигляд:

$$K_i = \frac{4\pi}{2 \cdot \arccos\left(\frac{R-h}{R}\right) - \sin\left(2 \arccos\left(\frac{R-h}{R}\right)\right) + 4\pi}. \quad (18)$$

Використовуючи рівняння (18), побудовано графічну залежність коефіцієнта K_i від глибини надрізу насінини h (рис. 3).

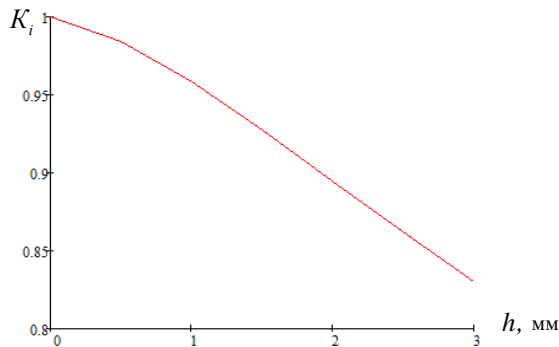


Рис. 3. Графічна залежність коефіцієнта K_i від глибини надрізу насінини h

Аналізуючи отриманий графік, можна зробити висновок, що глибина надрізу оболонки насінини h , має істотний вплив на процес сушіння.

У випадку надрізу оболонки насінини $K_i < 1$, а це говорить про те, що час сушіння недеформованих насінин τ_1 більший за час сушіння механічно деформованих насінин τ_2 .

Висновок. Попередня підготовка насіння сої до сушіння у післязбиральному процесі обробітку, шляхом деформування (руйнування) поверхні насінини, з метою отримання олії є необхідною для зниження енерговитрат. Оцінку ефективності даного процесу пропонується виконувати через коефіцієнт збільшення інтенсивності сушіння K_i , а величину деформування насінини можна встановити на основі аналізу кривих сушіння сої.

Література

1. Балакай Г.Т. Соя: екологія, агротехніка, переробка / Г.Т. Балакай, О.С. Безуглова. – Д.: Фенікс, 2003. – 160 с.
2. Заверюхин В.І. Виробництво сої / В.І. Заверюхин, И.Л. Левандовський. – К.: Врожай, 1988. – 112 с.
3. Лыков А.В. Теория сушки / А.В. Лыков – М.: Энергия, 1968. – 472 с.
4. Котов Б.И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: дис. ... доктора техн. наук: 05.20.01 / Борис Иванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.
5. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів: монографія – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
6. Цизь К.Є. Обґрунтування швидкості руху насіння сої в обрушувальному пристрої для підготовки процесу сушіння / К.Є. Цизь, Кірчук Р.В. // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Вип. 24. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013. – С.155–160.
7. Цизь К.Є. Дослідження процесу та пошук шляхів інтенсифікації сушіння насіння сої / К.Є. Цизь, Р.В. Кірчук // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Вип. 42. – Час. II. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – С. 75–78.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.331

© М.С.Шведик, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ У ВСМОКТУВАЛЬНОМУ ТРАКТІ ПНЕВМОВЛОВЛЮВАЧА ТА ПОТУЖНОСТІ НЕОБХІДНОЇ ДЛЯ ПРИВОДУ ЙОГО ВЕНТИЛЯТОРА

У статті наведено результати аналізу причин, що призводять до втрат статичного напору і аналітичні залежності для визначення втрат тиску у всмоктувальному тракті пневмовловлювача та потужності необхідної для приводу його вентилятора.

ПНЕВМОВЛОВЛЮВАЧ, КОНФУЗОР, МОТОВИЛО, ЗЕРНО, УДАР, ПНЕВМОПРОВІД, ВЕНТИЛЯТОР, ЦИКЛОН, ОПІР, ТИСК, ПОТУЖНІСТЬ

Постановка проблеми. Впродовж останніх п'яти років Україна інтенсивними темпами нарощує обсяги виробництва зерна довівши його валовий збір майже до 50...55 млн. т. При цьому у структурі зернової продукції біля 50% припадає на зернові колосові культури. Такі обсяги виробництва дали можливість Україні на світовому ринку зерна потіснити ряд імпортерів і серед них зайняти друге місце. Однак для того, щоб утриматись на цьому ринку і залишитись в числі світових лідерів необхідно і на далі нарощувати обсяги його виробництва. Таке завдання на найближчі роки для вітчизняних аграріїв є цілком реальним, оскільки за рахунок збільшення врожайності та розширення посівних площ валовий збір зерна можна довести до 60 млн. т. Однак через деякий час ці резерви поступово будуть вичерпуватись, оскільки темпи приросту врожайності уповільняться, а вишукувати додаткові посівні площі буде дедалі важче. Тому подальші темпи виробництва зерна будуть спадати і загальний обсяг його виробництва буде знаходитись в межах досягнутого рівня – 60...62 млн. т.

Очевидно, що для розв'язання цієї проблеми необхідно шукати нові резерви, і не стільки пов'язаних з агротехнікою вирощування, скільки з технічним рівнем зернозбиральних машин, що дасть можливість для різкого скорочення втрат врожаю під час його збирання, які інколи сягають значних розмірів. Так, для господарства, що втратило 1% біологічного врожаю, при врожайності 30 ц/га недобір з кожних 1000 га становить 30 т. [1, 2, 3].

Однією з таких причин, через яку допускаються значні втрати вирощеного врожаю, є вибивання зерна планками мотовила [11]. На жаль у жодному комбайні, а ні вітчизняного, а ні зарубіжного виробництва не передбачено пристрою, який би вловлював це зерно. На даний час ці втрати є незворотними і шляхи їх вирішення ще не визначені. Тому запобігання втратам під час збирання має велике народногосподарське значення.

На нашу думку найбільш ефективним способом вловлювання зерна вибитого планками мотовила є установка на комбайні спеціального пневмовловлювача принцип роботи якого ґрунтується на створенні в зоні мотовила розрідження. Однак раніше такі пристрої не розроблялись і в літературних джерелах відсутні будь-які дані, щодо обґрунтування його параметрів. А тому виникає потреба в адаптуванні відомих в інших галузях науки аналітичних залежностей, які дадуть можливість визначити втрати тиску у всмоктувальному тракті пневмовловлювача.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел [4, 5, 6], приурочених питанням пневмотранспортування зерна і вороху та його сепарації, показує, що пневматичні установки широко застосовують завдяки їх істотних переваг в порівнянні з механічними. Недоліками пневматичного транспорту є підвищене споживання енергії (в 4...6 разів більше, ніж у механічного) і підвищений знос частин, які контактують з вантажем [4].

За конструкцією і способом переміщення вантажу розрізняють пневматичні транспортери, аерожолоби і аероліфти. Однак, з точки зору розробки конструкції пневмовловлювача зерна, певний інтерес викликають тільки пневматичні транспортери. За принципом дії вони поділяються на всмоктувальні і нагнітальні транспортери [4]. Всмоктувальний транспортер застосовують для переміщення вантажу на невеликі відстані. Вони працюють при розрідженні 10,0...50,0 кПа. Їх використо-вують для розвантаження сипких вантажів з декількох місць (вагонів, барж, кузовів візків) в склади; їх можна застосовувати і для навантаження зерна в транспортні засоби. Нагнітальний транспортер використовують для транспортування вантажу на велику відстань. В залежності від тиску, створюваного вентилятором, ці установки бувають: низького тиску до 1,0 кПа, що застосовуються для транспортування сіна, соломи, полови; середнього тиску - до 3,0 кПа і високого тиску - до 15,0 кПа, які використовуються для переміщення зерна та інших сипких вантажів.

Їх принцип дії ґрунтується на переміщенні вантажів у розсипі або штуках за допомогою напору повітря, що рухається по трубопроводу. Напором називається різниця тисків, що створюється на кінцях трубопроводу, необхідна для подолання всіх опорів, що виникають при транспортуванні вантажу. Ця різниця тисків повинна дорівнювати сумі всіх втрат тиску (напору) на окремих ділянках транспортної установки. У загальні втрати напору можуть входити втрати при введенні вантажу в трубопровід, при русі вантажу і повітря по трубопроводу, втрати на вертикальний підйом вантажу і повітря, в колінах і відводах, в розвантажувачах і фільтрах. Для пневмотранспорту загальний напір h складається з динамічного або швидкісного напору h_d , що йде на подолання інерції повітря та вантажу, і статичного напору h_c , що витрачається на всі інші опори.

На практиці, як правило, траса пневматичної установки для переміщення сипких матеріалів складається з вертикальних і горизонтальних ділянок. Для розрахунку таких трас необхідно визначати швидкість руху повітря, яке транспортує матеріал в горизонтальному і у вертикальному трубопроводах.

Відомо [4,5], що швидкість переміщення сипких матеріалів завжди менше швидкості транспортуючого повітря. Чіткої методики визначення відставання твердих частинок від потоку повітря немає. Кожен автор, досліджуючи конкретний матеріал, виходить зі своїх положень. При цьому вихідними даними для проектування пневматичного транспортеру є його продуктивність (т/год.), схема трубопроводу та фізико-механічні властивості вантажу. В результаті розрахунку повинні бути визначені необхідна витрата повітря (m^3/c), тиск повітря (Па), необхідний діаметр трубопроводу (м), потужність вентилятора (кВт) та інші величини. При цьому на параметри пневматичного транспортера значний вплив чинить коефіцієнт концентрації μ . Більшість установок, що застосовуються в сільськогосподарському виробництві та на харчових підприємствах, працює при коефіцієнті концентрації $\mu < 8 \dots 10$ кг/кг і зі швидкістю $V_{п} = 10 \dots 30$ м/с [4,5]. Найбільш поширені швидкості від 15 до 25 м/с.

Аналіз літературних джерел [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10], приурочених питанням пневмотранспортування показав, що в цілому теорія пневмотранспортерів ґрунтується на вченні про процеси, що відбуваються в потоках. Труднощі розрахунку полягають у виявленні дійсних опорів окремих елементів установки, і тому розрахунки в значній мірі базуються на дослідних даних. Процеси руху потоків сипких матеріалів досліджені недостатньо і слабо відображають фізико-механічні властивості та динаміку сипких матеріалів.

Вирішення цих питань потребує математичного обґрунтування висунутих дослідниками гіпотез, перевірки їх в експериментальних або виробничих умовах для подальшого коректування в розрахунках пневмотранспортних установок.

На основі викладеного можна зробити висновок, що основними параметрами при проектуванні пневмотранспортної установки є її продуктивність, необхідна витрата повітря, тиск повітря, діаметр трубопроводу, потужність вентилятора та інші величини.

Однак питання, що стосуються безпосередньо застосування 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 причин, що призводять до втрат статичного напору в пневмосистемі і встановлення аналітичних залежностей, для визначення втрат тиску у всмоктувальному тракті пневмовловлювача, та потужності необхідної для приводу його вентилятора.

Результати досліджень. На нашу думку одним з найбільш ефективних технічних рішень для вловлювання зерна, що вибивається планками мотовила, є пневмовловлювач [11,12], схема якого наведена на рис.1.

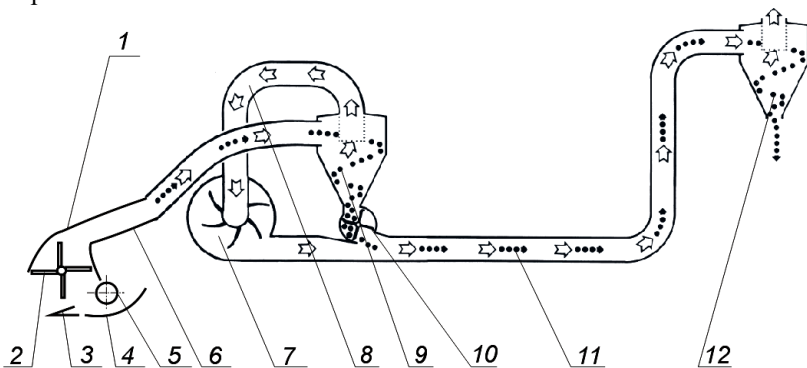


Рис.1 – Технологічна схема пневматичного вловлювача зерна вибитого планками мотовила комбайна: 1– конфузор; 2 – мотовило; 3 – різальний апарат; 4 – платформа жниварки; 5 – шнек; 6 – пневмопровід; 7 – вентилятор; 8 – всмоктувальний трубопровід; 9 – всмоктувальний циклон; 10 – роторний клапан; 11 – транспортувальний контур; 12 – розвантажувальний циклон

Технологічний процес вловлювання зерна відбувається наступним чином. Під час руху комбайна в загілці вентилятор 7 через контур 8 відсмоктує з циклона 9 повітря і в ньому створюється розрідження, яке по гнучкому пневмопроводу 6 поширюється в конфузур 1. Завдяки розрідженню полегли стебла піднімаються, витягуються по висоті і входять в зону дії мотовила, яке їх підводить до різального апарата 2.

Після зрізування колосова частина хлібної маси вкладається на платформу 4 жниварки верхнього ярусу і далі шнеком 5 подається в похилу камеру. При цьому зерно, яке випадає з колосків під час підйому стебел та внаслідок ударів планок мотовила 2, потоком повітря засмоктується в циклон 9, де відбувається розподіл зерна і повітря. Вентилятор високого тиску розганяє повітря до швидкості $V \approx 25$ м/с в той час, як роторний клапан 10 проводить рівномірну порційну подачу зерна в трубопровід 11 і воно транспортується до розвантажувального циклону 12. Тут відпрацьоване повітря з легкими домішками видаляється через верхній отвір циклону, а зерно висипається в спеціальний бункер для його накопичення.

Доцільність застосування пневмовловлювача буде залежати насамперед від співвідношення додаткових затрат на дизпальне необхідне для приводу вентилятора та ринкової вартості вловленого зерна. Очевидно, що витрата дизпального залежить від втрат тиску у всмоктувальному тракті пневмовловлювача. Щоб визначити ці втрати спочатку складемо пневматичну схему пневмовловлювача, яка наведена на рис.2.

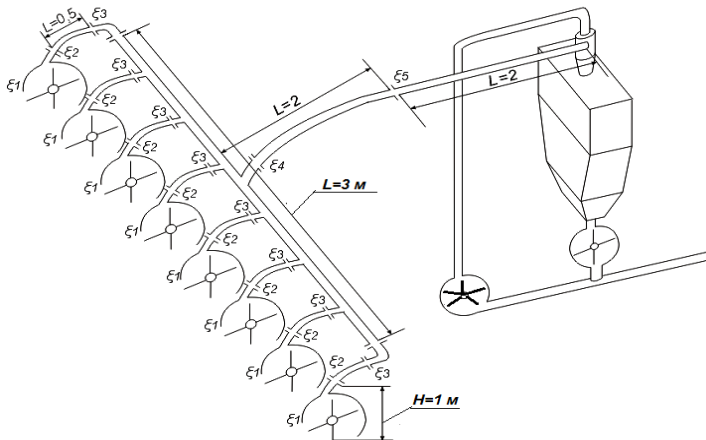


Рис.2 – Схема прокладки пневмопроводів і розміщення конструктивних елементів, в яких виникають місцеві опори

На цій схемі детально покажемо всі конфузори і магістральні трубопроводи та патрубки, які їх з'єднують, а також зазначимо всі місцеві опори в яких відбуваються втрати тиску (в колінах, при звуженні трубопроводу, розвантажувачах і т.д.). З наведеної схеми видно, що статичний напір витрачається на подолання тертя в трубопроводі h_T , місцевих опорів (коліна, дефлектори, розвантажувач, гнучкий трубопровід) h_M і на підйом зерна h_T . Розрахунки проведемо в такій послідовності.

1. Втрати тиску від тертя під час переміщення чистого повітря вздовж трубопроводу можна визначити за формулою Дарсі:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L \rho_{\text{п}} V^2}{2gD}, \text{Па} \quad (1)$$

де λ - коефіцієнт опору тертю; L - довжина трубопроводу, м; $\rho_{\text{п}}$ - щільність повітря, кг/м^3 ; V - швидкість повітря, м/с; g - прискорення сили ваги, м/с^2 ; D - діаметр трубопроводу, м;

Коефіцієнт опору тертю визначається за формулою Бразіуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}}, \quad (2)$$

тут R_e - число Рейнольдса, яке визначається так [10]:

$$R_e = \frac{V D}{\nu}, \quad (3)$$

тут ν - кінематична густина повітря, $\text{м}^2/\text{с}$. При температурі повітря $t = 30^\circ \text{C}$ $\nu = 16,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Розрахункову приведену довжину трубопроводу визначаємо виходячи з схеми його прокладки, наведеної на рис. 2. З схеми видно, що загальна довжина всмоктувального трубопроводу складається з двох частин. До першої відносяться патрубки, що сполучають конфузори з поперечним трубопроводом діаметром $D_{\text{Поп}}$, тобто

$$\sum L_{\text{пр1}} = 8L_{\text{кон}} + 8L_{\text{зп}} + 2L_{\text{кол}}, \text{ м} \quad (4)$$

а до другої частини відносяться три ділянки поздовжніх трубопроводів, що мають діаметр $D_{\text{Позд}}$, тобто

$$\sum L_{\text{пр2}} = L_{\text{пк}} + L_{\text{гн}} + L_{\text{гор}}, \quad (5)$$

де $L_{\text{кон}}$ - довжина конфузора (вертикальна частина трубопроводу), м; $L_{\text{зп}}$ - довжина з'єднувальних патрубків, м; $L_{\text{кол}}$ - довжина коліна, м; $L_{\text{пк}}$ - довжина поперечного колектора, м; $L_{\text{гн}}$ - довжина гнучкого трубопроводу, м; $L_{\text{гор}}$ - довжина горизонтального трубопроводу, м.

Тепер за виразами (2) і (3) можна визначити для кожної частини трубопроводу число Рейнольдса і коефіцієнт опору тертю.

Користуючись виразом (1) визначимо втрати тиску $h_{ТП1}$ від тертя повітря під час його переміщення на ділянці поперечного трубопроводу з діаметром $D_{ПОП}$, що має сумарну довжину $\Sigma L_{ПОП}$ та $h_{ТП2}$ для поздовжнього трубопроводу з діаметром $D_{ПОЗД}$ і що має сумарну довжину - $\Sigma L_{ПОЗД}$.

Отже,

$$h_{ТП} = h_{ТП1} + h_{ТП2}, \text{ Па.} \quad (6)$$

2. Втрати тиску від тертя під час переміщення по трубопроводах суміші повітря і зерна визначимо за формулою [4]:

$$h_{ТП3} = h_{ТП} (1 + c \cdot \mu), \text{ Па} \quad (7)$$

де c - коефіцієнт, який залежить від концентрації суміші, швидкості і фізико-механічних властивостей зерна. При $V_P = 13 \dots 26$ м/с значення коефіцієнта знаходиться в межах $C = 0,83 \dots 0,31$; μ - коефіцієнт вагової концентрації суміші, кг/кг.

3. Втрати тиску в місцевих опорах (в колінах, при звуженні трубопроводу, розвантажувачі і т.д.) визначають за формулою [10]:

$$h_{МО} = \sum \xi \frac{\rho_{П} V^2}{2g}, \text{ Па} \quad (8)$$

де $\rho_{П}$ - щільність повітря, кг/м³; V - швидкість повітря, м/с; g - прискорення вільного падіння, м/с²; $\sum \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Відповідно до пневматичної схеми пневмовловлювача зерна

$$\sum \xi = 8\xi_1 + 8\xi_2 + 2\xi_3 + 3\xi_4 + \xi_5, \quad (9)$$

тут ξ_1 - коефіцієнт місцевого опору від несподіваного звуження, яке виникає в конфузві. Значення цього коефіцієнта можна визначити за формулою [4]:

$$\xi_1 = 0,5 \left(1 - \frac{F_{ТР}}{F_{КОНФ}} \right), \quad (10)$$

тут $F_{ТР}$ - площа трубопроводу, м²:

$$F_{ТР} = \frac{\pi D^2}{4}.$$

$F_{КОНФ}$ - площа відкритого вікна конфузора, м²;

$$F_{КОНФ} = a \cdot b, \text{ м}^2$$

тут a і b - відповідно ширина і довжина вікна конфузора, м²; $\xi_2 \dots \xi_5$ - коефіцієнт місцевого опору, що виникає відповідно у з'єднувальному патрубку, в з'єднувальних колінах, у відводах та у в гнучкому трубопроводі визначається за формулою [6]:

$$\xi_2 = \sqrt{\delta/90^\circ}, \quad (11)$$

тут δ - кут повороту патрубка, коліна, відводу гнучкого трубопроводу, град. Для пневмовловлювача ці кути відповідно становлять $\delta_2 = 60^\circ$, $\delta_3 = 90^\circ$, $\delta_4 = 90^\circ$ і $\delta_5 = 45^\circ$; ξ_3 - коефіцієнт місцевого опору, що виникає в з'єднувальних колінах з кутом повороту коліна $\delta = 90^\circ$. Його значення визначається за формулою (11); ξ_4 - коефіцієнт місцевого опору, що виникає у відводах. Оскільки відводи змонтовані на трубі під кутом $\delta = 90^\circ$, то коефіцієнт опору також визначається за формулою (11); ξ_5 - коефіцієнт місцевого опору, що виникає в гнучкому трубопроводі з кутом повороту $\delta = 45^\circ$.

4. Втрати тиску в конфузори на підйом зерна можна визначити за формулою [4]:

$$h_{\text{пцд}} = g \cdot \mu \cdot \rho_{\text{п}} \cdot H, \text{ Па}$$

де g - прискорення вільного падіння, м/с²; μ - коефіцієнт концентрації аеросуміші; $\rho_{\text{п}}$ - щільність повітря, кг/м³; H - висота підйому зерна, м. Вона визначається з конструктивних розмірів пневмовловлювача і становить 1м.

5. Втрати тиску в розвантажувачі (циклоні) можна визначити за формулою [10]:

$$h_{\text{ц}} = \xi \frac{\rho_{\text{п}} V^2}{2g}, \text{ Па}$$

де $\xi = 2,5$ - коефіцієнт місцевого опору, що виникає при вході повітряно-зернової суміші в циклон; $\rho_{\text{п}}$ - щільність повітря, кг/м³; V - швидкість повітря, м/с; g - прискорення вільного падіння тіла, м/с².

Сумарні втрати тиску у всмоктувальному тракті пневмовловлювача можна визначити за формулою:

$$\sum h = h_{\text{тп}} + h_{\text{тпз}} + h_{\text{мо}} + h_{\text{пцд}} + h_{\text{ц}}, \text{ Па.}$$

Після визначення сумарних втрат повітря можна визначити затрати потужності для приводу вентилятора, який створює в конфузорах розрідження необхідне для вловлювання (засмоктування) вибитого планками мотовила зерна і його подачі в циклон за формулою [4]:

$$N = \frac{\sum h \cdot V}{3600 \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{в}}}, \text{ кВт}$$

де V - швидкість повітря, м/с; η_{Π} - коефіцієнт корисної дії підшипників; $\eta_{\text{кп}}$ - коефіцієнт корисної дії передачі; $\eta_{\text{в}}$ - коефіцієнт корисної дії вентилятора.

За нашими розрахунками для пневмовловлювача з восьми конфузурів, у яких висота підйому зерна становить $H=1,0\text{м}$, ширина вхідного вікна конфузора $a = 0,7\text{м}$, його довжина $b = 1,0\text{м}$, діаметр поперечного трубопроводу $D_{\text{пол}} = 0,078\text{м}$, поздовжнього $D_{\text{позд}} = 0,150\text{м}$, сумарні довжини трубопроводів відповідно становлять $\Sigma L_{\text{пол}}=13,0\text{м}$ і $\Sigma L_{\text{позд}}=7,0\text{м}$ та прийнятих значеннях $V = 25,0$ м/с, $\mu = 3...5$ кг/кг, $c = 0,31... 0,35$, $\eta_{\Pi} = 0,97$, $\eta_{\text{кп}} = 0,99$ і $\eta_{\text{в}} = 0,8$ сумарні втрати тиску Σh у всмоктувальному тракті можуть змінюватись від 0,6 кПа до 1,2 кПа, а потужність N необхідна для приводу вентилятора від 6,2 кВт до 10,84 кВт.

Отже, на підставі викладеного можна вважати, що наведені аналітичні залежності дають можливість з достатньою точністю визначити сумарні втрати тиску у всмоктувальному тракті пневмовловлювача та потужність необхідну для приводу вентилятора і є теоретичними передумовами для розробки принципово нового робочого органу зернозбирального комбайна, призначеного для пневмовловлювання зерна вибитого планками мотовила.

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити наступні **висновки**:

1. Наведені аналітичні залежності для визначення втрат тиску у всмоктувальному тракті пневмовловлювача та потужності необхідної для приводу його вентилятора забезпечують достатню точність розрахунків і їх можна застосовувати для обґрунтування параметрів під час розробки конструкції нового пристрою для вловлювання зерна, що вибивається планками мотовила.

2. Під час вловлювання зерна зміна коефіцієнта вагової концентрації аеросуміші в межах $\mu = 3...5$ кг/кг і $c = 0,31... 0,35$ призводить до зміни сумарних втрат тиску Σh у всмоктувальному тракті пневмовловлювача в межах від 0,6 кПа до 1,2 кПа, але не порушує його робочого процесу.

2. З метою створення достатнього розрідження в конфузорах пневмовловлювача, яке забезпечить 100% вловлювання зерна, потужність N необхідна для приводу вентилятора повинна становити не менше 11 кВт.

Література

1. зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогнози. Л. Погорілий, С. Коваль, В. Ясенецький / журнал "Техніка ППК", №7, 2003 р. с. 4-7.
2. 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.
3. Портнов М.Н. Пособие комбайнера. – М.: Колос, 1977. – 352с
4. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины. – М.: Колос, 1981.-263с.
5. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта.-М.: Машиностроение, 1987. - 432 с.
6. Потапов Г. П. Погрузочно-транспортные машины для животно-водства: Справочник. – М.: Агропромиздат, 1990.-239с.
7. Евстифеев В. Н. Трубопроводный транспорт пластиковых и сыпучих материалов в строительстве. – М.: Стройиздат, 1989.-248с.
8. Смыслов В. В. Гидравлика и аэродинамика. – Киев: Вища школа. Главное изд-во, 1979.-336с.
9. Калицун В. И., Дроздов Е. В. Основы гидравлики и аэродинамики. – М.: Стройиздат, 1980.-247с.
10. Кондаков В. Н., Коробов М. М., Грицюк И. Г., Даценко Н. М. Пневматический и гидравлический транспорт в пищевой промышленности. – М.: «Пищевая промышленность», 1973.-182с.
11. 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.
12. Шведик М.С., Галапац О.Л. Аналіз процесу взаємодії планки мотвила з колосоносним шаром. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. стат. Вип. 22,- Луцьк, 2012. с. 257-262.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Швабюк

УДК 631.3:62-192

© С.А. Шевченко к.т.н.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛЕСОВОДСТВА И РАСТЕНИЕВОДСТВА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МАШИН ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ

Разработана методика определения вероятности выполнения технологического процесса с потерями продукции не большими, чем заданные допустимые. Полученные результаты могут использоваться, если наработка на отказ всех или части машин превышает длительности технологических операций.

ЛЕСОВОДСТВО, РАСТЕНИЕВОДСТВО, ОТКАЗ МАШИНЫ, ПОТЕРИ ПРОДУКЦИИ.

Постановка проблемы. Отказы тракторов и специальных машин для лесного хозяйства и растениеводства приводят не только к необходимости увеличения машинотракторного парка, но и к потерям части продукции. Современным машинам свойственны достаточно высокие показатели наработки на отказ, зачастую соизмеримые или даже превосходящие длительности выполнения технологических операций (такие машины в данной статье будем относить к машинам повышенной надежности). При этом имеется тенденция к повышению стоимости машин. Следовательно, для оптимального комплектования машинотракторного парка и выбора системы технической эксплуатации требуется оценивать потери, вызванные увеличением сроков выполнения технологических операций из-за отказов машин.

Анализ исследований и публикаций. Способы определения показателей надежности лесохозяйственных машин приведены в [1]. В [2] разработана методика и программное обеспечение для имитационного моделирования выполнения технологического процесса комплексами машин различной надежности, что позволяет определять потери продукции вследствие отказов. Рекомендации по выбору и нормированию показателей надежности лесных машин приведены в [3]. Статистические данные об отказах лесохозяйственных машин приведены в [4]. В [5] разработана методика определения вероятности надлежащего выполнения техпроцесса растениеводства с применением машин, наработка на отказ которых меньше длительности технологической операции.

Нерешенной частью проблемы является разработка методики вероятностного определения потерь продукции, если выполнение части технологических операций может происходить без снижения коэффициента реализации биологического потенциала (КРБП) лесных культур (или растений), вызванного отказами техники.

Целью статьи является разработка методики определения вероятности недопустимого снижения КРБП из-за отказов. Методика разрабатывается для технологического процесса, часть операций (или все операции) которого выполняется машинами с наработкой на отказ большей, чем длительность технологической операции.

Результаты исследования. Определим численные характеристики потерь продукции при выполнении технологической операции машиной повышенной надежности, используя метод математического моделирования. Потерю КРБП будем рассматривать как вероятностную смесь случайных величин: если при выполнении операции произошел отказ, то потеря КРБП является случайной величиной с численными характеристиками, которые можно определить по методике [6]; если отказа нет, то потеря КРБП является нулевой. Случайные потери КРБП при выполнении технологической операции будем характеризовать двумя первыми начальными моментами распределения и вероятностью безотказной работы:

$$M[\Delta K_i] = (1 - p_{0i}) \cdot M[\Delta k_i],$$

$$M[\Delta K_i^2] = (1 - p_{0i}) \cdot M[\Delta k_i^2],$$

где ΔK_i – потеря КРБП при выполнении i -ой операции; Δk_i – потеря КРБП вследствие отказа машины при выполнении i -ой технологической операции; p_{0i} – вероятность безотказной работы при выполнении i -ой технологической операции.

Определим численные характеристики потерь продукции при выполнении технологического процесса, все операции которого выполняются машинами повышенной надежности. Для этого используем мультипликативную форму представления КРБП по результатам технологического процесса как произведения соответствующих коэффициентов на отдельных операциях [7]. Таким же образом определим случайную потерю КРБП вследствие отказов при выполнении технологических операций:

$$K_{ТП} = \prod_{i=1}^{N_{П}} (1 - \Delta K_i), \quad (1)$$

где $K_{ТП}$ – составляющая КРБП, обусловленная отказами при выполнении технологического процесса; $N_{П}$ – количество технологических операций, выполняющихся машинами повышенной надежности.

С учетом того, что потери на каждой операции значительно меньше единицы, преобразуем (1):

$$\Delta K_{ТП} \approx \sum_{i=1}^{N_{П}} \Delta K_i ,$$

Определим численные характеристики потерь КРБП:

$$\mathbf{M}[\Delta K_{ТП}] = \sum_{i=1}^{N_{П}} \mathbf{M}[\Delta K_i] , \quad \mathbf{M}[\Delta K_{ТП}^2] = \sum_{i=1}^{N_{П}} \mathbf{M}[\Delta K_i^2] , \quad (2)$$

$$P_0 = \prod_{i=1}^{N_{П}} P_{0i} ,$$

где P_0 – вероятность безотказной работы при выполнении технологического процесса; $N_{П}$ – количество операций, выполняемых машинами повышенной надежности.

Определим закон распределения потерь продукции из-за отказов. Для этого представим потери КРБП как вероятностную смесь двух составляющих:

- с вероятностью P_0 потери КРБП отсутствуют (нулевые);
- с вероятностью $(1 - P_0)$ потери КРБП распределены по нормальному закону (т.к. отказы, а, следовательно, и потери КРБП при выполнении операций, независимы) с искомыми математическим ожиданием $m_{\Delta K}$ и среднеквадратичным отклонением $\sigma_{\Delta K}$.

Определим параметры этого распределения. Математическое ожидание нормально распределенной составляющей потерь КРБП определим исходя из известного математического ожидания вероятностной смеси (2):

$$m_{D\hat{E}} = \frac{\sum_{i=1}^{N_i} \mathbf{M}[D\hat{E}_i]}{1 - P_0} .$$

Исходя из того, что

$$\mathbf{M}[\Delta K_{ТП}^2] = (1 - P_0) \cdot \left((m_{\Delta K})^2 + (\sigma_{\Delta K})^2 \right) ,$$

определим среднеквадратичное отклонение нормально распределенной составляющей потерь:

$$s_{D\hat{\varepsilon}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N_I} e M [D\hat{E}_i^2]}{1 - P_0} - (m_{D\hat{\varepsilon}})^2} .$$

Таким образом, получена интегральная функция распределения потерь КРБП:

$$F(\Delta K_{ТП}) = P_0 + (1 - P_0) \Phi\left(\frac{\Delta K_{ТП} - m_{\Delta K}}{\sigma_{\Delta K}}\right), \quad (3)$$

Из (3) определим вероятность превышения потерями КРБП заданного допустимого значения:

$$P(\Delta K_{ТП} > \Delta K_{ТП \text{ Доп}}) = 1 - F(\Delta K_{ТП \text{ Доп}}),$$

$$P(\Delta K_{ТП} > \Delta K_{ТП \text{ Доп}}) = (1 - P_0) \left[1 - \Phi\left(\frac{\Delta K_{ТП \text{ Доп}} - m_{\Delta K}}{\sigma_{\Delta K}}\right) \right],$$

где $\Delta K_{ТП \text{ Доп}}$ – допустимые потери КРБП из-за отказов.

Теперь смоделируем технологический процесс из N операций, лишь часть операций которого (с номерами $i = 1..N_{II}$, $N_{II} < N$) выполняется машинами повышенной надежности. Потери КРБП вследствие отказов машин по результатам технологического процесса представим вероятностной смесью двух составляющих:

- с вероятностью P_0 потери КРБП распределены по нормальному закону с параметрами $m'_{\Delta K}$ и $\sigma'_{\Delta K}$ (если нет отказов машин повышенной надежности);

- с вероятностью $(1 - P_0)$ потери КРБП распределены по нормальному закону с параметрами $m''_{\Delta K}$ и $\sigma''_{\Delta K}$ (если произошел хотя бы один отказ машин повышенной надежности).

При безотказной работе машин повышенной надежности параметры соответствующего распределения найдем по формулам:

$$m'_{\Delta K} = \sum_{i=N_{II}}^N \mathbf{M}[\Delta K_i], \quad m'_{\Delta K^2} = \sum_{i=N_{II}}^N \mathbf{M}[\Delta K_i^2],$$

$$\sigma'_{\Delta K} = \sqrt{m'_{\Delta K^2} - (m'_{\Delta K})^2} .$$

Если произошел хотя бы один отказ машин повышенной надежности, то параметры $m''_{\Delta K}$ и $\sigma''_{\Delta K}$ соответствующего распределения можно найти с помощью формул

$$\mathbf{M}[\Delta K_{ТП}] = P_0 m'_{\Delta K} + (1 - P_0) m''_{\Delta K} ,$$

$$\mathbf{M}[\Delta K_{ТП}^2] = P_0 m'_{\Delta K^2} + (1 - P_0) m''_{\Delta K^2} ,$$

$$\sigma''_{\Delta K} = \sqrt{m''_{\Delta K^2} - (m''_{\Delta K})^2} .$$

$$\mathbf{M}[\Delta K_{ТП}] = \sum_{i=1}^N \mathbf{M}[\Delta K_i] , \quad \mathbf{M}[\Delta K_{ТП}^2] = \sum_{i=1}^N \mathbf{M}[\Delta K_i^2] .$$

Это позволяет определить функцию распределения потерь КРБП из-за отказов машин и вероятность недопустимых потерь:

$$F(\Delta K_{ТП}) = P_0 \Phi \left(\frac{\Delta K_{ТП} - m'_{\Delta K}}{\sigma_{\Delta K}} \right) + (1 - P_0) \Phi \left(\frac{\Delta K_{ТП} - m''_{\Delta K}}{\sigma''_{\Delta K}} \right) ,$$

$$P(\Delta K_{ТП} > \Delta K_{ТП \text{ Дон}}) = P_0 \left[1 - \Phi \left(\frac{\Delta K_{ТП \text{ Дон}} - m'_{\Delta K}}{\sigma_{\Delta K}} \right) \right] + (1 - P_0) \left[1 - \Phi \left(\frac{\Delta K_{ТП \text{ Дон}} - m''_{\Delta K}}{\sigma''_{\Delta K}} \right) \right] .$$

Вывод. Разработана методика определения потерь коэффициента реализации биологического потенциала лесных культур и растений, а также вероятности его недопустимого уменьшения из-за отказов машин. Методика может применяться, если наработки на отказ части (или всех) машин превосходит длительности выполнения технологических операций. Перспективным направлением исследований является уменьшение потерь продукции путем предотвращения отказов машин с помощью диагностирования.

Литература

1. Надежность машин и оборудования лесного комплекса / В. В. Амалицкий, В. Г. Бондарь, А. М. Волобаев, А. С. Воякин – М. : МГУЛ, 2002. – 279 с.
2. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.11 “Машини і засоби механізації с.-г. виробництва” / В. І. Пастухов. – Харків, 2006. – 38 с.
3. Research on reliability of forest harvester operation used in the company Lesy Slovenskej Republiky / J. Kovac, J. Krilek, J. Dvorak, P. Natov // Journal of forest science, 2013. – Vol. 59, №4. – P. 169–175.
4. Эгипти А. Э. Подбор номенклатуры показателей

надежности лесохозяйственных машин на стадии проектирования / А. Э. Эгипти, Н. И. Серебрянский // Труды лесоинженерного ф-та ПетрГУ, 1999. – С. 195–197.

5. Шевченко С.А. Анализ влияния надежности машин технологического комплекса на вероятность выполнения производственного задания / С. А. Шевченко // Вестник Гомельского гос. технич. ун-та им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ, 2010. – №4. – С. 30–36.

6. Шевченко С. Исследование влияния длительности восстановления машины на потери продукции растениеводства / С. Шевченко // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture, 2013. – Vol. 15, №7. – P. 40–44.

7. Агрокваліметрія / [Ю. І. Ковтун, Д. І. Мазоренко, В. І. Пастухов, П. А. Джолос] – Харків : РВП "Оригінал", 2000. – 312 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.А. Войтов

УДК 621.793.8, 669.268 - 631.356.4

© А. В. Шостак, д.т.н.,
Східноєвропейський національний університет ім. Лесі Українки
В. В. Широков, д.т.н.
Українська академія друкарства
С. В. Синій, к.т.н., М. Я. Варголяк
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОШУВАННЯ ТА ЗЛАМІВ ЧАВУННИХ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

У статті наведено результати растрово-електронно-фрактографічних досліджень топографії поверхонь руйнування в процесі зношування зразків сірих чавунів різних плавок, що дозволить зменшити зношування та злами деталей сільськогосподарської техніки.

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКА ТЕХНІКА, РАСТРОВА
ЕЛЕКТРОННА МІКРОСКОПІЯ, ЧАВУН, ЗНОШУВАННЯ,
ЗЛОМ.**

Постановка проблеми. Застосування в машинобудуванні економнолегованих сплавів із задовільним комплексом фізико-механічних та експлуатаційних характеристик є однією з

найактуальніших проблем раціонального використання матеріалів у конструкціях машин. Особливо гостро вона стоїть в Україні, у зв'язку з дефіцитом багатьох легувальних елементів. Як було показано в роботах І. П. Волчка, А. О. Жукова, Г. І. Слинька, О. П. Остаха, Ю.Г.Бобро, Я. Н. Малиночки та інших, у цьому плані особливо перспективними є сірі чавуни, які знаходять широке застосування в конструкціях різноманітних технологічних машин та комплексів, у тому числі – продукції машинобудування [1 та ін.], призначеної для застосування у сільськогосподарському виробництві.

Одним із напрямків розвитку сільськогосподарського машинобудування є підвищення потужностей машин. Це призводить до більш жорстких умов їх експлуатації, оскільки значна кількість конструкцій техніки сільськогосподарського призначення виконують технологічні процеси в умовах зовнішнього інтенсивного агресивного впливу на конструктивні елементи. Зокрема, конструкції машин та комбайнів для збирання коренебульбоплодів [2 та ін.] зазнають такого впливу як з боку оточуючого середовища (грунтово-кліматичних умов), так і з боку складників самого вороху. При цьому слід відзначити, що найбільшою агресивністю характеризується абразивний вплив. Тому, актуальною є проблема підвищення зносостійкості конструкцій машин, і передусім – їх основних робочих органів, які піддаються найбільшому зношуванню. Для її вирішення слід постійно удосконалювати і покращувати систему робочих органів, і загалом деталей та вузлів конструкцій машин.

Переважна частина деталей сільськогосподарських машин виготовляється із сірого чавуну, їх частка складає 70 % від загального об'єму деталей для сільськогосподарської техніки. Практично немає жодної одиниці техніки сільськогосподарського призначення, яка б не мала чавунних деталей - їх частка за номенклатурою коливається від 3,5 до 45 %. Застосування такої великої кількості деталей із сірого чавуну в сільськогосподарському машинобудуванні зумовлене рядом факторів, до основних належать: технологічність матеріалу (хороші ливарні якості, можливість обробки різанням, доступність компонентів, застосування дешевої вторинної сировини - чавунного скрапу, тощо), відповідність деталей експлуатаційним вимогам. Оскільки робочі органи та вузли інтенсивно взаємодіють із оброблюваним матеріалом, виконують технологічні процеси, завдяки яким відбуваються його формозміна, зміна стану, активності, фізичних, хімічних, біологічних та інших властивостей, то в більшості випадків саме чавунні деталі визначають ресурс роботи цих машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Явище зношування чавунних деталей сільськогосподарських машин (шкребки, лопатки, зірочки пруткових транспортерів, цапфи, опори, маслос'ємні кільця, корпусні деталі та ряд інших), дуже складне, оскільки на їх стійкість впливає велика кількість різноманітних факторів, тому говорити про теоретичні передумови підбору матеріалу досить важко. Дослідження процесів зношування робочих поверхонь при взаємодії із абразивним середовищем [3 та ін.] дозволяють обґрунтовано підходити до вивчення питань впливу абразивного середовища ґрунту на зношування робочих органів машин. Однак, не зважаючи на багаточисельні дослідження в Україні та за її межами, до цього часу ще не знайдено однозначного зв'язку між опором стиранню та будь-якими властивостями матеріалу. Наприклад, із літературних даних відомо [4 - 6], що чавуни з однаковою твердістю відрізняються за зносостійкістю, водночас чавуни рівнозначної зносостійкості дуже відрізняються за твердістю, хоча твердість все ж корелює зі зносостійкістю. Подібна ситуація спостерігається і при розгляді трибологічних властивостей з експлуатаційними та іншими факторами.

Зазвичай зношені поверхні мають розвинуту топографію, особливо в зонах схоплювання, задиру, сколів [7, 8]. Вивчення зон руйнування, зокрема з використанням можливостей методів растрової електронної мікроскопії (РЕМ), дозволяє встановити його причини та механізми, що в свою чергу є підґрунтям для розробки технологічних та інших заходів щодо підвищення опору поверхонь тертя та надійності конструкції відповідних машин загалом. У зв'язку з цим, особливо важливим є проведення більш поглиблених РЕМ-стереофотограмметричних досліджень поверхонь зон руйнування таких деталей.

Мета дослідження. Растрово-електронно-фрактографічні дослідження топографії поверхонь руйнування в процесі зношування зразків сірих чавунів різних плавок.

Результати дослідження. Експерименти металографічного і рентгеноструктурного аналізу робочої поверхні дослідних зразків, виконаних у вигляді лопаток, після різних термінів експлуатації в абразивному середовищі (пісок) показали, що поверхневий шар має структуру, твердість і фазовий склад, які відрізняються від вихідного стану. В залежності від тривалості неперервної роботи щільність дислокацій на робочій поверхні збільшується в 2-4 рази і більше. Кількість залишкового аустеніту на поверхні лопаток після експлуатації зменшується в порівнянні з вихідним станом. Розміри кристалів (блоків) значно змінюються. Такі структурні та фазові зміни

не можна пояснити простою пружною чи пружно-пластичною деформацією, потрібно враховувати також і теплові явища, що відбуваються при терті. Товщина ефективної зони, що бере участь у теплопоглинанні, є пропорційна квадратному кореню добутку температуропровідності на час взаємодії.

Для експериментального вивчення механізму руйнування нами був виконаний фрактографічний аналіз РЕМ-стереозображень поверхні зношування дослідних чавунних зразків виробництва «Амурлітмаш», Росія [9]. На рис. 1 наведено стереопару, яка ілюструє зношувальність дослідних зразків чавуну плавки заводу «Амурлітмаш». На стереозображенні добре помітні різної глибини ямки, поверхня помережена борознами довільної орієнтації. За формою та взаємним розміщенням досліджувані борозни відрізняються від борозен зтопленого злому. На краях та в кінці борозен чітко видно потовщення, утворені в результаті пластичної деформації, стінки борозен пошкоджені. Як бачимо, характер мікрорельєфу неоднаковий, що є результатом різної інтенсивності зношування як в цілому, так і окремих їх частин, а також дії неоднакових механізмів. Мікрорельєф розвинений, хаотичний, багато деформованого металу, однак чітко виражених борозен мало, добре видно скупчення оплавлених часток, можливо, окислів. На рис. 2 наведена РЕМ-стереопара поверхні злому досліджуваного зразка.

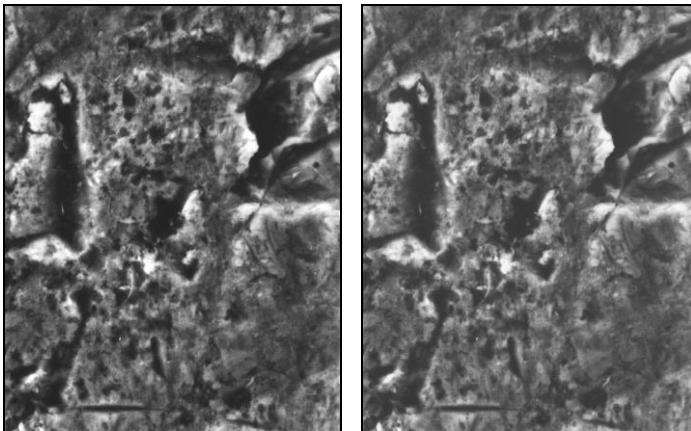


Рис. 1 - РЕМ-стереопара поверхні зношування зразка лопатки з сірого чавуну. Збільшення 2000^x, кут конвергенції 0°-7°

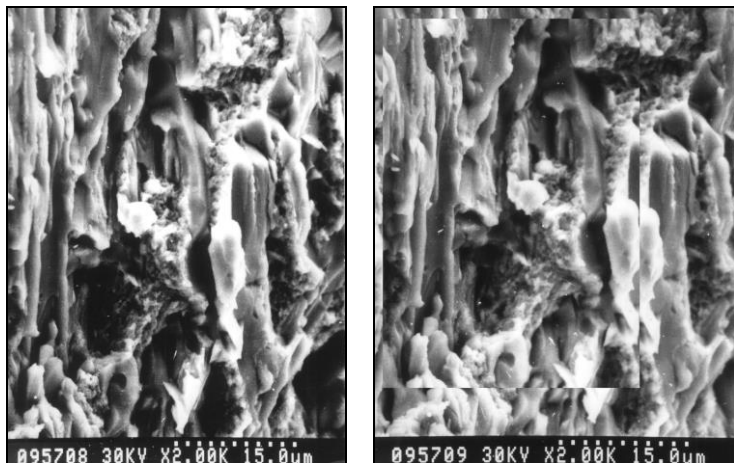


Рис. 2 – РЕМ-стереопара поверхні зламу зразка лопатки з сірого чавуну. Збільшення 2000^x, кут конвергенції 0°-7°

Для кількісної характеристики поверхонь зношування досліджуваних лопаток були проведені [9] стереофотограмметричні вимірювання та побудовані карти ізоліній (рис. 3). У більшості випадків мікрорельєф має випадковий характер і не відповідає нормальному закону розподілу, а має унімодальний (тільки в одному випадку бімодальний) характер.

Крім стереовимірювань, був виконаний морфоспектральний аналіз цифрових моделей мікрорельєфу (ЦДМР), результати якого подані на рис. 4. Досліджувався мікрорельєф робочих поверхонь однієї серії після 20 годин експлуатації. Всі відібрані зразки мали майже однаковий ресурс зносостійкості. Як видно з рис. 3, наявне тісне співпадіння спектрів потужності ЦДМР, що по суті є підтвердженням корельованості зносостійкості від властивостей і характеру мікрорельєфу поверхонь лопаток.

Таким чином, РЕМ-мікроскопічне вивчення рельєфу зношеної поверхні дослідних зразків підтверджує, що при цьому має місце ударно-абразивний та ерозійний знос. У металознавстві відомо [10], що ерозійне зношування пов'язане з мікрорізанням і полідеформацією, а при ударно-абразивному зношуванні передбачається крихке руйнування поверхневого шару металу під дією циклічних напруг. До механізму руйнування дослідних зразків можна застосувати, хоч і обмежено, теорію розшарування. Згідно з цією теорією руйнування поверхні відбувається через зношування при ковзанні, що є

результатом пластичної деформації поверхневого і приповерхневого шарів. У деформованій приповерхневій області утворюються та ростуть приповерхневі пори та мікротріщини.

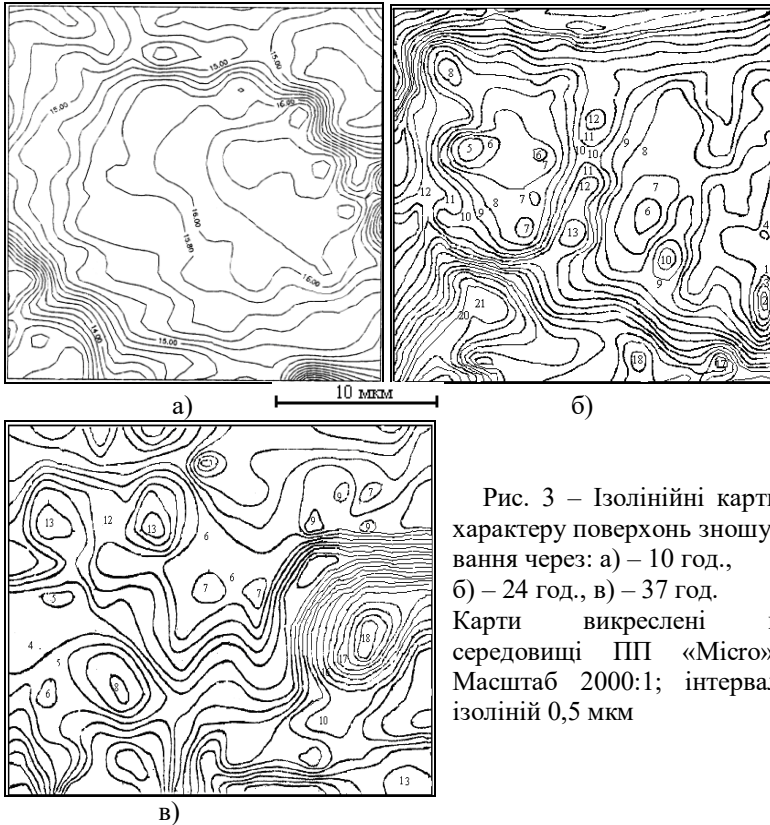


Рис. 3 – Ізолійні карти характеру поверхонь зношування через: а) – 10 год., б) – 24 год., в) – 37 год. Карти викреслені в середовищі ПП «Міcro». Масштаб 2000:1; інтервал ізолійні 0,5 мкм

На рис. 4 наведені результати спектрального аналізу ЦММР п'яти зразків. Досліджувався мікрорельєф робочих поверхонь дослідних зразків після 20 годин експлуатації. Досліджувані зразки мали приблизно однаковий ресурс зносостійкості. Як видно з рис. 4, спостерігається досить тісний збіг спектрів потужності ЦММР, що є, по суті, підтвердженням залежності зносостійкості від властивостей і характеру мікрорельєфу поверхні.

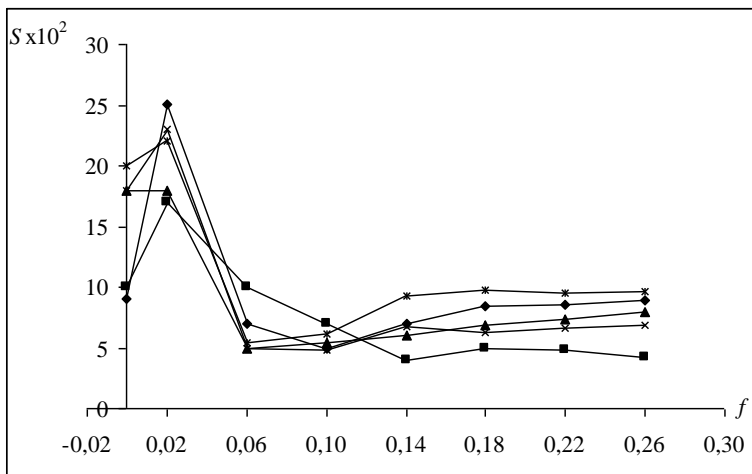


Рис. 4 – Спектри ЦММР поверхонь зношування одної серії дослідних зразків лопаток з сірого чавуну через 20 годин роботи

Кінематика руху приповерхневих мікротріщин обумовлює утворення пластинок зношування.

З урахуванням особливостей ЦММР поверхонь зношування можна стверджувати, що на поверхні та у приповерхневому шарі утворюються розриви і мікротріщини. У подальшому сформовані дефекти, відіграючи роль центрів інтенсивного зношування, спричиняють нерівномірне руйнування дослідних зразків аж до появи наскрізних отворів. Очевидно, що при експлуатації відбувається руйнування та відрив від поверхні твердих тіл і разом з цим - крихких карбідів. Крихкість карбідної складової підтверджується фрактограмами зламів лопаток і результатами досліджень праць [11, 12]. Найбільший зносостійкий опір мають мікроструктури з дрібними, проте добре диспергованими карбідними частинками. Наявність у структурі евтектичних карбідів відіграє двояку роль. З одного боку, крупні тверді карбіди забезпечують високу зносостійкість, а з іншого – через свою крихкість вони є центрами зародження і поширення мікротріщини.

Отже, першочерговим завданням при розробці зносостійкого матеріалу для елементів конструкції сільськогосподарських машин є одержання оптимальної структури. Невисокі значення зносостійкості притаманні чавунам, у структурі яких міститься нелегований цементит.

Окрім цього, збільшення кількості карбідів у структурі зносостійких сірих чавунів є доцільним тільки в доєвтектичних чавунах, в той час як у заєвтектичних крихких масивні первинні карбіди можуть відколюватися та відкришуватися, збільшуючи при цьому зношуваність деталей.

Висновки. Дослідження поверхні зношування дослідних зразків на растровому електронному мікроскопі дозволили встановити наявність оплавлених зон, що свідчить про локальні перегріву поверхні тертя.

Експериментально підтверджено, що контактна взаємодія в процесі експлуатації деталей сільськогосподарської техніки призводить до розвитку в робочому шарі інтенсивних деформаційних зсувів та фазових перетворень, які зумовлені ними та супутніми тепловими процесами.

*Робота виконана за підтримки МОН України
(держреєстраційний номер теми № 0112U000290).*

Література

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. [Текст] / В. И. Анурьев; Под ред. И. Н. Жестковой. - 9-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, - Т. 1. - 2006. - 927 с.
2. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки [Текст] / Р. Б. Гевко, І. Г. Ткаченко, С. В. Синій та ін. – Луцьк: ЛДТУ, 1999. – 168 с.
3. Ткачѐв В. Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин [Текст] / В. Н. Ткачѐв. – М.: Машиностроение, 1964. – 176 с.
4. А. с. №1033564 СССР, МКИ³ С 22 С 37/10. Чугун [Текст] / М. П. Шебашинов, П. П. Сбитнев, Д. П. Брон, В. Н. Мельник, Н. О. Маглаперидзе, И. П. Мардыкин, И. И. Прохоров (СССР). – № 3414558/22-02 ; заявл. 30.03.82 ; опубл. 07.08.83, Бюл. № 29. – 6 с. : ил.
5. Шостак А. В. Моделивання мікрорельєфу фрактографічних поверхонь методами триангулятора та скінчених елементів [Текст] / А. В. Шостак // Наукові нотатки: Міжвузівський зб. наук, ст., напрямом "Інженерна механіка". - Вип. 5. - Луцьк.-1999. - С. 285-291.
6. Справочник по триботехнике. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний [Текст] / Под общ. ред. М. Хедды, А. В. Чичинадзе - М.: Наука, Машиностроение. - Т.3. - 1992.- 730 с.

7. Бунин К. П. Строеие чугуна [Текст] / К. П. Бунин, Ю. Н. Таран - М.: Металлургия, - 1972. - 160 с.
8. Широков В. В. Трибологічні властивості сірих чавунів, легованих фосфором [Текст] / В. В. Широков, Л. А. Арендар, Д. І. Рицар // ФХММ. - 2004. - №4.- С. 70-74.
9. Шостак А. В. Аналітична та експериментальна оцінка впливу складу структури і рельєфу поверхонь тертя на функціональні особливості зносостійких Ст-чавунів [Текст]: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.01 / А. В. Шостак ; Луцький держ. техн. ун-т. — Луцьк, 1999. - 21 с. - укр.
10. Бобро Ю. Износостойкость и структура трения при изнашивании высокопрочного чугуна, легированного свинцом [Текст] / Ю. Бобро, И. Батурина // Трение и износ. - 1987. - Т.8. - № 5. - С. 810-814.
11. Мрочек Ж. А. Прогрессивні технологи восстановления и упрочнения деталей машин [Текст] / Ж. А. Мрочек, Л. М. Кожур. - Минск: Технопринт, - 2000. - 268 с.
12. Захаров С. М. Задачи компьютерной трибологии [Текст] / С. М. Захаров. - М.: Трение и износ, - 2002. – Т. 23. - № 3.



ANNOTATIONS

АННОТАЦИИ

Bodak V. Analysis of parameters of auger pumps at extraction of sapropel. *In the article presented equation for determining the damper areas and performance screw mechanism, and given the environmental impact assessment of different designs of pumps in the mining area.*

Vasilyk V. Ways upgrading threshing to the lots at collection of flax. *Considered ways of removal of failings at threshing the lots of flax at grater gross vehicles through out-of-parallelism of rollers and their defect at a key-in between rollers lots which contains the hard admixtures of different size*

Vrzheshch N., Tolstushko N., Lutsyk K. Investigation of enthalpy change of the facing membrane press in cooling. *The paper presents the results of investigation of the enthalpy change per unit volume of the material of the facing membrane press during the inter-cycle cooling technology gap. To reduce heat losses in the process it is recommended the use of thermal insulation systems.*

Vrzheshch N., Tolstushko N., Kudelya Y. Analysis of electromagnetic pads in the bale chamber membrane press. *The results of the analysis of electromagnetic lining in the cell membrane press molding. The results of measuring the magnetic field at the level of the adhesive layer.*

Бодак В.И. Анализ параметров шнековых насосов при добыче сапропелей. *В статье представлены уравнения для определения демпферных зон и производительности шнековых механизмов, а также представлена экологическая оценка влияния различных конструкций насосов в зоне добычи.*

Василюк В.И. Пути повышения качества обмолота вороха при уборке льна. *Рассмотрены пути устранения недостатков при обмолоте вороха льна в терочных вальцевых аппаратах из-за непараллельности вальцов и их перекосе при пропускании между вальцами вороха, который содержит твердые примеси разного размера.*

Вржешч Н.В., Толстушко Н.Н., Луцик Е.Н. Исследование изменения энтальпии мембраны облицовочного пресса при охлаждении. *В статье приведены результаты исследования изменения энтальпии единицы объема материала мембраны облицовочного пресса при охлаждении в течении межциклового технологического промежутка. Установлена необходимость применения теплоизоляционных систем с целью уменьшения тепловых потерь в технологическом процессе.*

Вржешч Н.В., Толстушко Н.А., Куделя Ю.П. Анализ работы электромагнитной подкладки в камере прессования мембранного пресса. *В статье приведены результаты анализа работы электромагнитной подкладки в камере прессования мембранного пресса. Приведены результаты измерения индукции магнитного поля на уровне клеевого слоя.*

Gerasyanchuk O., Tkachuk O. **Hierarchy of project-engineering of tasks in flax cultivation.** *In the article hierarchical levels of search tasks and choice of project-designer of decisions in industry of flax cultivation are marked.*

Holubets V., Bilous O., Hasiy O., Stepanyshyn V., Honchar I. **Tribological properties of vacuum ion-plasma coating into contact with wood.** *The article describes the method of determining the friction force for the friction pair "steel indenter - wood." Tribological characteristics of the process of friction of tool steel P6M5 with TiN vacuum ion-plasma coating on dry pine wood, depending on the number of passes and the direction of the fibers, were studied.*

Holubets V., Honchar I., Hasiy O., Stepanyshyn V. **Improvement of technology of wood processing by abrasive discs.** *Peculiarities of heat processes during grinding by hard abrasive disks have been analyzed in this article. It has been defined by experiment that an intensive cooling of abrasive disc while grinding of massive wood gives a possibility to increase its lifetime considerably.*

Datsiuk L., Yuhymchuk S., Tsikalyuk J., Datsiuk T. **Bracket for digging up seedlings in forest nurseries soil.** *The paper shows the operating principle of the developed semi-mounting brackets to the ground by digging seedlings. Schemes of interaction of active working parts with a layer of soil are designed and the feasibility of using them in the bracket is proved. The variant of the bracket with improved parameters is proposed.*

Герасимчук А.П., Ткачук О.Л. **Иерархия проектно-конструкторских задач в льноводстве.** *В статье обозначено иерархические уровни задач поиска и выбора проектно-конструкторских решений в области льноводства.*

Голубец В.М., Билоус А.В., Гасий А.Б., Степанишин В.И., Гончар И.Н. **Триботехнические свойства вакуумного ионно-плазмового покрытия в контакте с древесиной.** *В статье приведена методика определения силы трения для пары трения „стальной индентор - древесина“. Исследованы триботехнические характеристики процесса трения инструментальной стали P6M5 с вакуумным ионно-плазмовым покрытием из TiN по сухой древесине сосны в зависимости от количества проходов и направления волокон.*

Голубец В.М., Гончар И.Н., Гасий А.Б., Степанишин В.И. **Усовершенствование технологии обработки древесины абразивными кругами.** *В статье проанализировано особенности тепловых процессов при шлифовании жесткими абразивными кругами. Экспериментально установлено, что интенсивное охлаждение абразивного круга позволяет повысить его стойкость при шлифовании массивной древесины.*

Дацюк Л.Н., Юхимчук С.Ф., Цикалюк Ю.О., Дацюк Т.Л. **Скоба для подкапывания сеянцев с почвы в лесных питомниках.** *В статье показан принцип действия разработанной полунавесной скобы на грунт при подкапывании сеянцев. Составлены схемы взаимодействия активных рабочих органов со слоем почвы и доказана целесообразность использования их в скобе. Предложен вариант конструкции скобы с улучшенными параметрами.*



Dudarev I.M., Komenda N. Reasoning of energy parameters of the drum-roller thresher. *Results of theoretical researches of energy parameters of drum-roller thresher of oil flax band are presented in the article.*

Zabrodec I., Ruchko V., Yaroshevich N. About some features of dynamic acceleration of vibration machines with self-synchronisation inertia vibroexciters. *Dynamics of passing the resonance zone by vibration machine with two unbalanced selfsynchronized exitters, placed on carrier body with one degree of freedom was researched. Expressions for vibration moments (mean values of the additional dynamic capacity on the rotor of electric motor, caused by the vibrations of carrier body with vibro-exitters), wich complement known results for a system with one vibro-exciter were obtained.*

Kovalev M., Nazarivskiy A., Tolstushko N. Analysis of the interaction with the fingers roll hayroll. *The results of the analysis of the interaction of the roll with your fingers hayroll. Are based to determine the forces acting on a roll and fingers hayroll.*

Kovalchuk N. Analysis of problems the lumbering of ukraine. *In the article the results of analysis of problems the lumbering of Ukraine.*
Keywords: lumbering, toppling, traveling, technical equipment, timber, complex of forest.

Дударев И.Н., Коменда Н.В. Определение энергетических параметров барабанно-вальцевого молотильного устройства. *В статье представлены результаты теоретических исследований по определению энергетических параметров барабанно-вальцевого молотильного устройства для ленты льна масличного.*

Забродець І.П., Ричко В.В., Ярошевич М.П. Про деякі особливості динаміки розбігу вібраційних машин зі збудниками, що самосинхронізуються. *Досліджується динаміка проходження зони резонанс вібраційною машиною з двома дебалансним збудниками, що самосинхронізуються, які встановлені на несучому тілі з одним ступенем вільності. Одержано вирази для вібраційних моментів (середніх значень додаткового динамічного навантаження на ротор електродвигуна, викликаного коливаннями несучого тіла), які доповнюють відомі результати для коливної системи з одним віброзбудником.*

Ковалев М.М., Назаривский А.В., Толстушко Н.Н. Анализ взаимодействия рулона с пальцами рулоновоза. *В статье приведены результаты анализа взаимодействия рулона с пальцами рулоновоза. Даны зависимости для определения сил, действующих на рулон и пальцы рулоновоза.*

Ковальчук Н.П. Анализ проблем лесозаготовок в уkraine. *В статье приведены результаты анализа лесозаготовительного процесса в Украине.*
Ключевые слова: лесозаготовительный процесс, валка, трелевка, технологическое оборудование, древесина, лесной комплекс.

Kovbasa V., Grabovets V., Yakymiv R., Sbytna M., Matyushenko L. The research stems lines bending of energy trees and studying of their mechanical properties. This paper presents the research of stems lines bending of energy trees and shrubs species experimentally and methods and results of experimental studies to determination the mechanical properties of stems and shrubs power plants. Also was investigated destructive force stems at their static bending.

Krysak F. Rationale and design of process parameters drum-blade wash root. The scheme of the constructive execution is represented and the operational principle of the drum and blade washer of the new construction is described in the article. The diameter of the drums with blades in dependence with the adjusted productivity and specific energy consumption; the parametric scheme of the angular velocity choice are substantiated by the author.

Mahura B., Honchar I., Kyu V. Dependence of plywood calibration-grinding process power characteristics on the grinding depth. The paper presents the results of the cutting force components determination during the process of plywood blanks calibration-grinding by hard abrasive tool depending on the operating parameters, in particular on the grinding depth. It has been found, that with grinding depth and abrasive wheel hardness increasing the cutting force components enhance.

Ковбаса В.П., Грабовец В.В., Якимив Р.Я., Сбитна М.В. Матюшенко Л.Н. Исследование зависимости прогиба стебля ивового прута и побега тополя энергетических видов, а также изучение их механических свойств. В статье изложены результаты исследований линий прогиба стеблей древесных и кустарниковых растений энергетических видов экспериментальным путем, также методика и результаты экспериментальных исследований определения механических свойств древесных и кустарниковых энергетических растений - усилие разрушения стеблей при их статическом изгибе.

Крисак Ф.М. Обоснование конструктивных и технологических параметров барабанно-лопастной мойки для корнеплодов. Представлена схема конструктивного исполнения и описан принцип работы барабанно-лопастной мойки новой конструкции. Обоснованы диаметры барабанов с лопастями в зависимости от заданной производительности и удельных затрат энергии, а также параметрическая схема выбора угловой скорости.

Магура Б.А., Гончар Н.И., Кий В.В. Зависимость силовых характеристик процесса калибровки-шлифовка фанеры от глубины шлифования. В статье приводятся результаты определения составляющих силы резания процесса калибровки-шлифовки заготовок из фанеры жестким абразивным инструментом в зависимости от режимных параметров, в частности от глубины шлифования. Установлено, что с ростом глубины шлифования и твердости абразивного круга составляющие силы резания возрастают.



Martynjuk V. Results of laboratory researches of experimental setup for planting of potato with simultaneous portional bringing of fertilizers. *The results of experimental estimation of quality indicators of technological process of potato planting with simultaneous portional space-based bringing of fertilizers are shown in the article.*

Ovsyannikov S. The method of determination of expenses of energy of operator during the management of motorized aggregate. *The method of determination of expenses of energy of operator is in-process presented at the management of walking tractor, execution of work and rest-time time. The necessity of application of coefficient of participation of operator is grounded for the calculations of the productivity of aggregate.*

Passaman B., Hunko Y. Rational parameters of disk working bodies of chopping machines. *The article describes the theoretical study of the influence of structural parameters of working bodies of disk chopping machines on quality indicators of received chip*

Polyashenko S., Rolyak O., Cikalyuk Yu. Increase of fuel economy and ecological indexes of diesels of trucks of type 6510 due to the improvement of parameters of air supply. *The pressing questions of improvement are considered fuel-ecological descriptions of ICE and introduction of measures, directed on prevention of harmful influence of vidpracyuvalikh gases on an environment. Engine, fuel, toxicness, carbon.*

Мартьнюк В.Л. Результаты лабораторных исследований экспериментальной установки для посадки картофеля с одновременным порционным внесением удобрений. *В статье приведены результаты экспериментальной оценки показателей качества выполнения технологического процесса посадки картофеля с одновременным порционным пространственно-ориентированным внесением удобрений.*

Овсянников С.И. Методика определения энергозатрат оператора при управлении мотоагрегатом. *В работе представлена методика определения энергозатрат оператора при управлении мотоагрегатом, продолжительность выполнения работы и времени отдыха. Обоснована необходимость применения коэффициента участия оператора в расчетах производительности агрегата.*

Пасаман Б.Ф., Гунько Ю.Л. Рациональные параметры дисковых рабочих органов рубительных машин. *В статье рассмотрены теоретические обоснования влияния конструктивных параметров рабочих органов рубительных машин на качественные показатели щепы*

Поляшенко С.А., Роляк А.А., Цикалюк Ю.А. Повышение топливной экономичности и экологических показателей дизелей грузовых автомобилей типа 6510 за счет улучшения параметров воздушного снабжения. *Рассмотрены актуальные вопросы улучшения топливно-экологических характеристик ДВС и внедрение мероприятий, направленных на предотвращение вредного влияния отработанных газов на окружающую среду. Двигатель, топливо, токсичность, углерод.*

Priymak A., Gradysky Y. Mathematical model of load variations by turning the valve lifting and transport machinery. *In this paper, a mathematical model of the crane boom system with two degrees of freedom in a uniform and non-uniform rotation neravnouskorennoho. Set of non-hazardous zones of oscillation amplitudes and safe area of operation of such cranes.*

Sylyvonyuk A. Experimental research of transients of vibration machines is with unbalance exciters. *Possibility of improvement of dynamic and power descriptions of vibration machines is experimentally confirmed with a few unbalance exciters due to the use of the phenomenon of self-synchronization and effect of vibration maintenance of rotation.*

Tolstushko N. Analyse of movement of the spring-loaded frame in round baler chamber. *The results of analyse of movement spring-loaded frame in round baler chamber are given in the article. Are given depending for determining of rotation spring-loaded frames and coordinates of the center of gravity of the roll in the press chamber of variable volume.*

Приймаков А.Г., Градыский Ю.А. Математическая модель колебаний груза при повороте крана подъемнотранспортной машины. *В статье предложена математическая модель стреловой системы крана с двумя степенями свободы в условиях равномерного и неравномерного неравноускоренного поворота. Установлены зоны неопасных амплитуд колебаний и безопасных зон эксплуатации таких кранов.*

Сацюк В.В., Полищук Н.Н. Голий О.В. К теории определения начальной скорости движения частицы удобрений на поверхности лопасти измельчающего битера. *В статье поданы результаты исследования начальной скорости движения частицы на поверхности лопасти измельчающего битера машины для локального внесения сапропелевых удобрений.*

Сыльвонюк А.В. Экспериментальное исследование переходных процессов вибрационных машин с дебалансными возбудителями. *Экспериментально подтверждена возможность улучшения динамических и энергетических характеристик вибрационных машин с несколькими дебалансными возбудителями за счет использования явления самосинхронизации и эффекта вибрационного поддержания вращения.*

Толстущко Н.А. Анализ движения подпружиненной рамки прессовальной камеры рулонного пресс-подборщика. *В статье приведены результаты анализа движения подпружиненной рамки прессовальной камеры рулонного пресс-подборщика. Даны зависимости для определения угла поворота подпружиненной рамки и координат центра тяжести рулона в прессовальной камере переменного объема.*



Haylis G., Kovalev M., Tolstushko N. Some peculiarities of the theoretical investigations of the mechanisms of agricultural machinery. The paper considers some of the features of the theoretical investigations of the mechanisms of agricultural machinery. The examples associated with the terminology and definition of the velocities of the points mechanism.

Haylis G., Tolstushko N., Tolstushko N. Analysis of the tape stalks on a vibrating surface of the device for the spreading. The results of the analysis of movement stalks of flax on a vibrating surface of the device for the spreading of flax pullers. We derive the relationship between the parameters and modes of operation of the device and the performance of motion stems tape.

Haylis G., Yuhymchuk S., Datsyuk L., Grushetsky M. New construction flax-pulling apparatus. The article contains a description of four sets of innovative designs flax-pulling apparatus and explained how they work.

Tsyz K., Kirchuk R., Zabrodotskaya L. Definition of deformation shell soybean seeds intensity of drying. The theoretical study of the depth of damage to soybean seed shells on the intensity of drying. Proposed to describe this process by coefficient of intensity drying K_i .

Хайліс Г.А., Ковальов М.М., Толстушко М.М. Про деякі особливості проведення теоретичних досліджень механізмів сільськогосподарської техніки. У статті розглянуті деякі особливості проведення теоретичних досліджень механізмів сільськогосподарської техніки. Наведені приклади, пов'язані з термінологією і визначенням швидкостей точок механізму.

Хайліс Г.А., Толстушко Н.Н., Толстушко Н.А. Анализ движения ленты стеблей на вибрирующей поверхности расстилочного устройства. В статье приведены результаты анализа движения стеблей льна на вибрирующей поверхности расстилочного устройства льнокомбайна. Выведены зависимости между параметрами и режимами работы данного устройства и показателями движения стеблей ленты.

Хайліс Г.А., Юхимчук С.Ф., Дацюк Л.Н., Грушецька М.Г. Новые конструкции льноотеребивных аппаратов. В статье приведено описание четырех принципиально новых конструкций льноотеребивных аппаратов и разъяснен принцип их работы.

Цызь К.С., Кирчук Р.В., Забродоцкая Л.Ю. Определение влияния деформации оболочки семени сои на интенсивность сушки. В статье представлено результаты теоретических исследований влияния глубины повреждения оболочки семени сои на интенсивность сушки. Предлагается количественно оценивать данный процесс коэффициентом увеличения интенсивности сушки K_i .

Shvedik M. Determination of losses in suction line of pneumatic catcher and the power required to drive of its fan. *The article contains results of the analysis of the reasons that cause static head loss and analytical dependences for determination of the loss of pressure in suction line of pneumatic catcher, as well as the power required to drive of its fan.*

Shevchenko S. Forestry and crop modeling using machines increased reliability. *Developed a method of determine the probability of loss of production does not exceed a specified allowed value in carrying out of the technological process. The results can be used if the time to failure of all or part of the machine exceeds the duration of technological operations.*

Shostak A., Shyrokov V., Synii S. Vargolyak M. Study of deterioration and destruction cast iron parts of agricultural machinery. *The results of scanning-electron-fractographic study of the topography of fracture surfaces during deterioration of different batches gray iron samples, which will reduce the deterioration and destruction of parts of agricultural machinery is considered in the article.*

Шведик Н.С. Определение потерь во всасывающем тракте пневматического улавливателя и мощности необходимой для привода его вентилятора. *В статье приведены результаты анализа причин, которые вызывают потери статического напора и аналитические зависимости для определения потерь давления во всасывающем тракте пневматического улавливателя, а также мощности, необходимой для привода его вентилятора.*

Шевченко С.А. Моделивання лісівництва та рослинництва при використанні машин підвищеної надійності. *Розроблено методіку визначення імовірності виконання технологічного процесу з втратами продукції не більшими, ніж задані припустимі. Одержані результати можуть використовуватись за умови, що напрацювання всіх або частини машин на відмову перевищує тривалість технологічних операцій.*

Шостак А.В., Широков В.В., Синий С. В., Варголяк М. Я. *Исследование износа и изломов чугунных деталей сельскохозяйственной техники.* *В статье приведены результаты растрово-электронно-фрактографических исследований топографии поверхностей разрушения в процессе износа образцов серых чугунов различных плавок, что позволит уменьшить износ и изломы деталей сельскохозяйственной техники.*

ЗМІСТ

1.	Гедалю Абрамовичу Хайлісу – 85 років.....	3
2.	Бодак В.І. Аналіз параметрів шнекових насосів під час добування сапропелів.....	5
3.	Василюк В.І. Шляхи підвищення якості обмолоту вороху при збиранні льону.....	8
4.	Вржещ М.В., Толстушко М.М., Луцик К.М. Дослідження зміни ентальпії мембрани облицювального преса при охолодженні.....	11
5.	Вржещ М.В., Толстушко Н.О., Куделя Ю.П. Аналіз роботи електромагнітної підкладки у камері пресування мембранного преса.....	19
6.	Герасимчук О.П., Ткачук О.Л. Ієрархія проєктно-конструкторських задач в льонарстві.....	24
7.	Голубець В.М., Білоус О.В., Гасій О.Б., Степанишин В.І., Гончар І.М. Триботехнічні властивості вакуумного йонно-плазмового покриття в контактi з деревиною.....	28
8.	Голубець В.М., Гончар І.М., Гасій О.Б., Степанишин В.І. Вдосконалення технології обробки деревини абразивними кругами.....	32
9.	Дацюк Л.М., Юхимчук С.Ф., Дацюк Т.Л. Цикалюк Ю.О. Скоба для підкопування сіяєців з ґрунту у лісових розсадниках.....	35
10.	Дударєв І.М. Коєнда Н.В. Визначєння енергєтичних параметрів барабанно-вальцьового молотильного пристрою.....	44
11.	Забродєць И.П., Ричко В.В., Ярошевич Н.П. Исследование режимов пуска колебательных систем с двумя инерционными вибровозбудителями.....	49
12.	Ковальов М.М, Назарівський О.В., Толстушко М.М. Аналіз взаємодії рулону з пальцями рулоєовоза.....	58
13.	Ковальчук Н.П. Аналіз проблем лісозаготівель в Україні.....	61
14.	Ковбаса В.П., Грабовець В.В. Якимів Р.Я., Сбитна М.В., Матюшенко Л.М. Дослідження залежності прогину стебла вербового пруту та пагону тополі енергєтичних видів та вивчення їх механічних властивостей.....	66
15.	Крисак Ф.М. Обґрунтування конструктивних і технологічних параметрів барабанно-лопатевої мийки для корєнеплодів.....	73
16.	Магура Б.О., Гончар І.М., Кий В.В. Дослідження залежності силових характеристик процесу калібрування-шліфування зразків фанери від глибини шліфування.....	78

17. Мартинюк В.Л. Результати лабораторних досліджень експериментальної установки для садіння картоплі з одночасним порційним внесенням добрив.....	84
18. Овсянніков С.І. Методика визначення енерговитрат оператора під час керування мотоагрегатом.....	89
19. Пасаман Б.Ф. Гунько Ю.Л. Раціональні параметри дискових робочих органів рубальних машин.....	97
20. Поляшенко С.О., Роляк О.А., Цикалюк Ю.О. Підвищення паливної економічності та екологічних показників дизелів вантажних автомобілів типу 6510 за рахунок поліпшення параметрів параметрів повітропостачання.....	101
21. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Математична модель коливань вантажу при повороті крана підйомно-транспортної машини.....	107
22. Сацюк В.В., Поліщук М.М., Голій О.В. До теорії визначення початкової швидкості руху частинки добрив на поверхні лопаті подрібнюю чога бітера.....	114
23. Силивонюк А.В. Експериментальне дослідження перехідних процесів вібраційних машин з дебалансними збудниками.....	118
24. Толстушко Н.О. Аналіз руху підпружиненої рамки пресувальної камери рулонного прес-підбирача.....	128
25. Хайліс Г.А., Ковалев М.М., Толстушко Н.Н. О некоторых особенностях проведения теоретических исследований механизмов сельскохозяйственной техники.....	135
26. Хайліс Г.А., Толстушко М.М., Толстушко Н.О. Аналіз руху стрічки стебел на вібрвальній поверхні розстиального пристрою.....	140
27. Хайліс Г.А., Юхимчук С.Ф., Дацюк Л.М., Грушецька М.Г. Нові конструкції льонобральних апаратів.....	148
28. Цизь К.Є., Кірчук Р.В., Забродоцька Л.Ю. Визначення впливу деформації оболонки насінини сої на інтенсивність сушіння.....	156
29. Шведик М.С. Визначення втрат тиску у всмоктувальному тракті пневмовловлювача та потужності необхідної для приводу його вентилятора.....	162
30. Шевченко С.А. Моделирование лесоводства и растениеводства при использовании машин повышенной надежности.....	172
31. Шостак А. В., Широков В. В., Синій С. В., Варголяк М. Я. Дослідження зношування та зламів чавунних деталей сільськогосподарської техніки.....	177
Анотації.....	186

**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; брошування – 1 см; від краю до колоннитулу верхнього – 1,25 см, до нижнього – 1,25 см.
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 нумерувати не рекомендується. Нумери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого краю 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, тире, 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.

Офіційний сайт видання: agrmash.info

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 25. 2013

**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.
Редактори: О.С. Гордіюк, О.М. Боднар, В.Є.Костюхіна.
Комп’ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 12.11.2013 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