

ISSN 2307-1699

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 28

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2014

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 28. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2014. – 146 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 11 від 24.06.2014 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів збирання льону, сушіння сільськогосподарських матеріалів, використання сапропелю. 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 льна, сушки сельскохозяйственных материалов, использования сапропеля. 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. Пустюльга, Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.с-г.н., проф. М.Й. Шевчук; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; Ph. D. Eng., В. Владут, 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, 2014
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 630.3(075.8)

© М.В. Вржеш, к.т.н., Ю.П. Куделя
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЦЕСІВ ПИЛЯННЯ ЛАНЦЮГОВИМИ БЕНЗИНОМОТОРНИМИ ПИЛКАМИ

Виконано порівняльний аналіз енергетичних показників процесів пиляння за допомогою ланцюгових бензиномоторних пилок: Husqvarna 340 (Швеція), Stihl MS280 (Німеччина), Sadko CCS 510E (Словенія). Розглянуто вплив двох факторів на зазначені процеси – швидкості та зусилля подачі. Подано рекомендації щодо оптимального пиляння зазначеними моторизованими інструментами.

ЛАНЦЮГ, РІЗАННЯ, ПИЛЯННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, ПРОЦЕС, БЕНЗИНОМОТОРНА ПИЛКА.

Постановка проблеми. На процес пиляння ланцюговою пилкою впливає ціла низка факторів, зокрема швидкість та зусилля подачі. На практиці важко досягнути хоча б двох пропилів, однакових за затратами енергії на цей процес, тому питання оптимального пиляння за допомогою бензиномоторних пилок різних моделей є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про важливість використання бензиномоторних пилок за умов оптимального пиляння [1, 2].

Мета дослідження – виконання порівняльного аналізу енергетичних показників процесів пиляння ланцюговими бензиномоторними пилками.

Результати досліджень. Досліджувався вплив швидкості та зусилля подачі на енергетичні показники процесу пиляння: потужність різання, потужність пиляння та ефективну потужність. Було використано: бензомоторні пилки Husqvarna 340 (потужність двигуна 2 кВт), Sadko 510E (потужність двигуна 2,2 кВт), Stihl MS 280 (потужність двигуна 2,8 кВт). Дослідження виконані на спеціалізованій лабораторній установці, причому постійна швидкість подачі регулювалась за допомогою інвертора, а постійне зусилля подачі – за допомогою противаги та додаткових тягарців.

Потужність на різання:

$$N_p = P \cdot \vartheta, \quad (1)$$

де ϑ – швидкість різання, м/с; P – зусилля різання, Н.

Також відомо, що

$$N_p = k \cdot b \cdot a \cdot g_s, \quad (2)$$

де k – питома робота різання при пилянні, Дж/см³; b – ширина пропилу, мм; a – довжина пропилу, мм.

Прирівнявши праві частини рівнянь (1) та (2), одержимо

$$P = kba \frac{g_s}{g}. \quad (3)$$

Питома робота різання при пилянні:

$$k = k_0 a_n a_w a_\rho a_B, \quad (4)$$

де k_0 – значення основної питомої роботи різання, Дж/см³; a_n, a_w, a_ρ, a_B – поправкові коефіцієнти відповідно до породи, вологості, затуплення пилки і стану деревини.

Монтажний натяг Z_0

$$Z_0 = \frac{K_M \cdot q \cdot v^2}{g}, \quad (5)$$

де K_M – коефіцієнт пропорційності; q – вага 1 погонного метра ланцюга, Н/м; g – прискорення вільного падіння, м/сек².

Натяг в точці 3 (рис. 1):

$$Z_3 = Z_2 + P_e \mu + ql \mu = 1,08(Z_0 + q \cdot l \cdot \mu) + P + P_e \mu + ql \mu, \quad (6)$$

де P – сила різання, Н; P_e – сила відтискування крайок зубів ($P_e = P$); l – довжина пиляльної шини (між осями зірочок), м; μ – коефіцієнт тертя ланцюга об шину.

Загальний натяг ланцюга:

$$Z_{\text{мтз}} = 1,05 \cdot Z_3 - 0,95 \cdot Z_0. \quad (7)$$

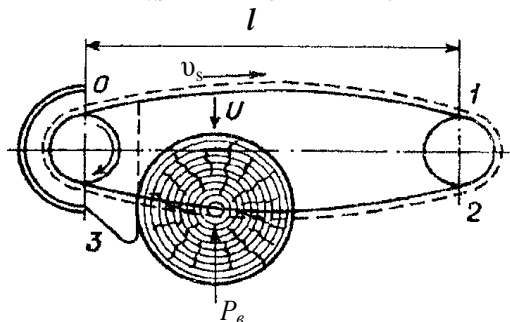


Рис. 1 - Схема до розрахунку потужності двигуна пилки

Потужність на пиляння:

$$N_n = \frac{Z_{\text{мяз}} \cdot v}{\eta}, \quad (8)$$

де η – ККД передачі від вала двигуна до приводної зірочки пиляльного апарата.

Ефективна потужність:

$$N_e = \frac{p_e V_D n_e}{30\tau}, \quad (9)$$

де V_D – робочий об’єм (літраж) двигуна, л; p_e – середній ефективний тиск, МПа; n_e – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹; τ – тактність двигуна (число ходів поршня або тактів за один цикл).

Результати досліджень процесу пиляння соснового зразка при постійній швидкості та зусиллі подачі опрацьовано в середовищі програми MS Excel та подано у вигляді діаграм (рис. 2 – 4).

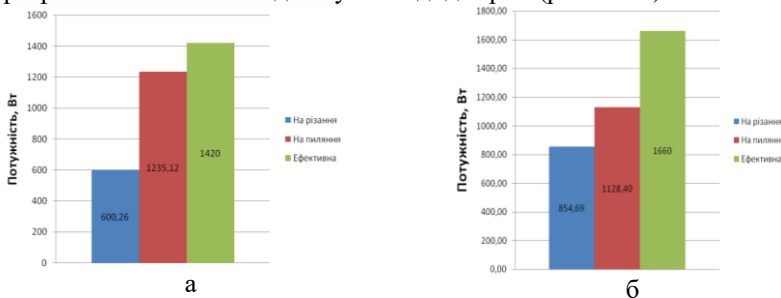


Рис. 2 - Значення потужностей при дослідженні процесу пиляння зразка сосни бензиномоторною пилкою Husqvarna 340: а - з постійною швидкістю подачі; б - з постійним зусиллям подачі

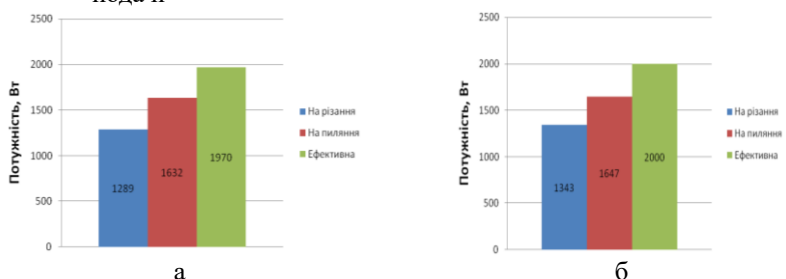


Рис. 3 - Значення потужностей при дослідженні процесу пиляння зразка сосни бензиномоторною пилкою Stihl MS 280: а - з постійною швидкістю подачі; б - з постійним зусиллям подачі

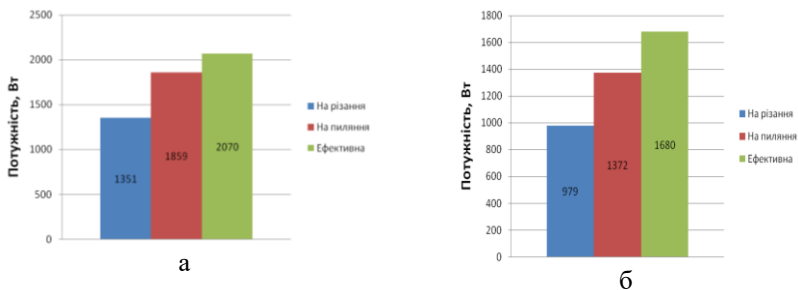


Рис. 4 - Значення потужностей при дослідженні процесу пиляння зразка сосни бензиномоторною пилкою Sadko CCS 510E: а - з постійною швидкістю подачі; б - з постійним зусиллям подачі

Аналіз діаграм вказує на значний вплив сил опору, які зростають для процесів різання і пиляння зразка сосни: з постійною швидкістю подачі на 17,4% (Stihl MS 280), 27,3% (Sadko CCS 510E) 52% (Husqvarna 340); з постійним зусиллям подачі на 18,5% (Stihl MS 280); 24% (Husqvarna 340); 28,6% (Sadko CCS 510E). Слід також зазначити, що для процесу з постійною швидкістю подачі не використовується ефективної потужності: 10,2% (Sadko CCS 510E); 13% (Husqvarna 340); 17,2% (Stihl MS 280), а для процесу з постійним зусиллям подачі – 17,6% (Stihl MS 280); 18,3% (Sadko CCS 510E); 32% (Husqvarna 340).

Висновки. Процес пиляння з постійною швидкістю подачі у порівнянні з процесом з постійним зусиллям подачі більш ефективний для усіх моделей бензиномоторних пил. Загалом бензиномоторні пилки, що мають більшу потужність, доцільніше використовувати у випадку застосування подачі з постійним зусиллям, а бензиномоторні пилки меншої потужності – з постійною швидкістю подачі.

Література

1. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт. Львів: Видав-во “Тріада Плюс”, 2003.
2. Плищук А.П., Шмаков Д.К. Моторные инструменты для лесозаготовок (теория, конструкция, эксплуатация). М.: Лесная промышленность, 1970. – 232 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 674.05

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

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ З'ЄДНАННЯ ШПОНУ З ОСНОВОЮ ЗА МАГНІТНОЇ ОБРОБКИ КЛЕЙОВОЇ СУМІШІ

У статті наведено результати дослідження міцності з'єднань шпону (дуб) з основою (плита МДФ), що одержані з використанням карбамідоформальдегідного та полівінілацетатного (до і після магнітної обробки) клеїв.

ПРЕС, ШПОН, МІЦНІСТЬ, КЛЕЙ, МАГНІТНА ОБРОБКА.

Постановка проблеми. Сучасний ринок висуває серйозні вимоги до меблевих виробів, особливо щодо застосування технологічних клеїв, які мають різну хімічну основу. Використання карбамідоформальдегідних адгезивів призводить до надмірного виділення формальдегіду як із клейового прошарку, так і з ламінованих плит. Тому роботи по вдосконаленню технології склеювання, зокрема із застосуванням магнітної обробки клейової суміші, є актуальними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про важливість та актуальність застосування в технології меблевого виробництва клейових сумішей, вільних від формальдегіду [1, 2, 3].

Мета дослідження – удосконалити технологічний процес облицювання шпоном меблевих поверхонь без використання шкідливих клейових сумішей.

Результати дослідження. Згідно із сучасними уявленнями орбітальні та спінові рухи заряджених частинок атомів утворюють мікроскопічні струми, які є джерелом магнітного поля речовини. Такі якості властиві полімерним клеям, зокрема на основі полівінілацетату (ПВА). Обробка магнітним полем клейової суміші тривала протягом п'яти годин з напруженістю $H=16 \cdot 10^3$ А/м, що забезпечувало його максимальну насиченість [1]. Технологічний процес облицювання основ шпоном з використанням обробленого магнітним полем клею ПВА виконувався за допомогою спеціалізованого однопроміжкового преса "ORMA".

Взірець (рис. 1) розміщували у затискному пристрої (рис. 2) та закладали у випробувальну машину МІ-40КУ. На взірець встановлювали овальну призму так, щоб навантаження співпадало з серединою взірця (риски на взірці і призмі співпадали). Точну

установку призми виконували при попередньому навантаженні $2-3H$. Після закінчення установки призми навантаження збільшували з постійною швидкістю, що становила $20-30 \text{ мм/хв}$.

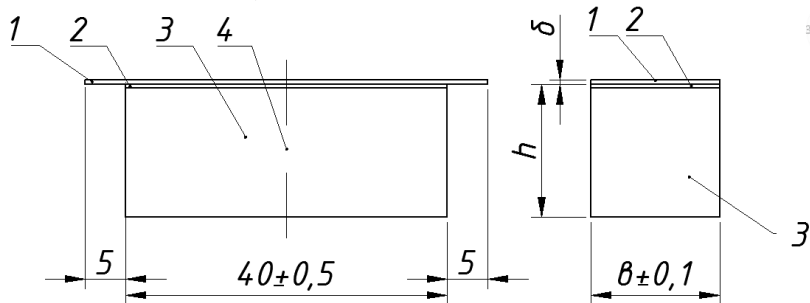


Рис. 1 - Взірець для дослідження: 1 – шпон; 2 – клейовий шар; 3 – основа взірця; 4 – лінія для установки призми

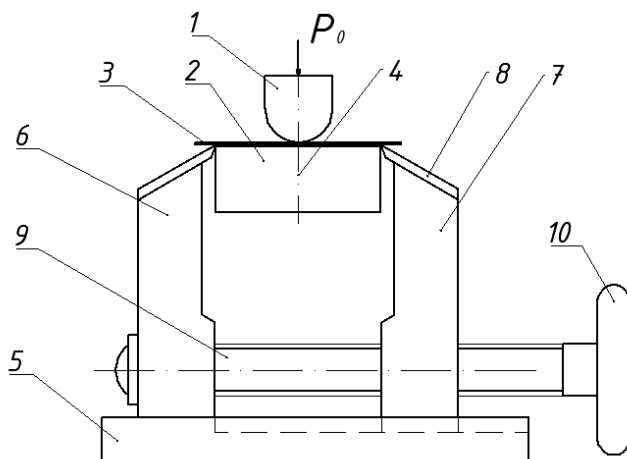


Рис. 2 - Затискний пристрій з взірцем: 1 – пуансон (призма овальна); 2 – взірець; 3 – шпон; 4 – лінія установки призми; 5 – основа пристрою; 6 – стріла стаціонарна; 7 – стріла рухома; 8 – ножі опорні; 9 – гвинт; 10 – маховик

Фіксували втрату міцності клейового з'єднання (відрив шпону від основи) та відповідне максимальне навантаження, а також характер руйнування (рис.3).

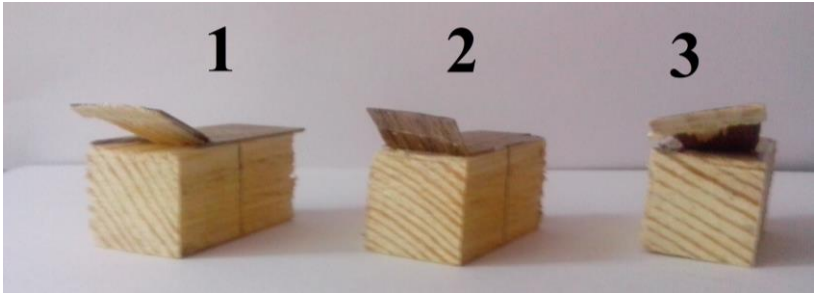


Рис. 3 - Характер руйнування зразків: 1 – по основі; 2 – по шпону; 3 – змішаний

Міцність клейового з'єднання визначали за формулою:

$$q_0 = \frac{P_0}{2b}, \quad (1)$$

де P_0 – максимальне навантаження, Н; b – ширина клейового з'єднання зразка, м.

Всього випробувано 54 дослідних зразка, результати досліджень подаються на діаграмі та графіку (рис. 4, 5).

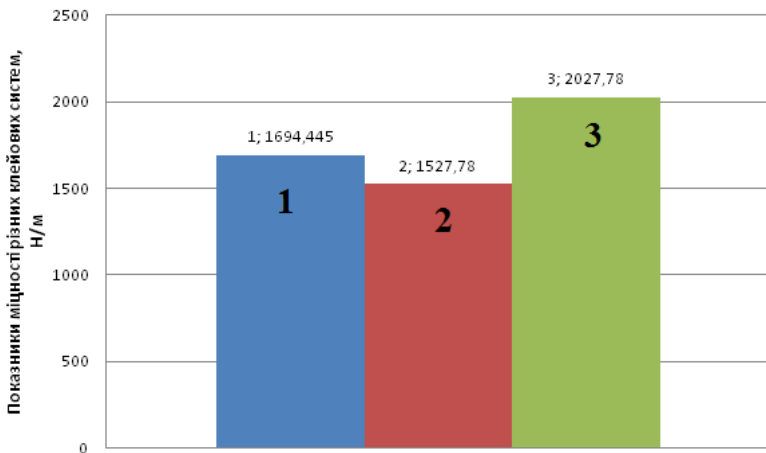


Рис. 4 - Показники міцності клейового з'єднання шпону (дуб) з плитою МДФ з використанням: 1 – карбамідоформальдегідного клею; 2 – клею ПВА без магнітної обробки; 3 – клею ПВА з магнітною обробкою

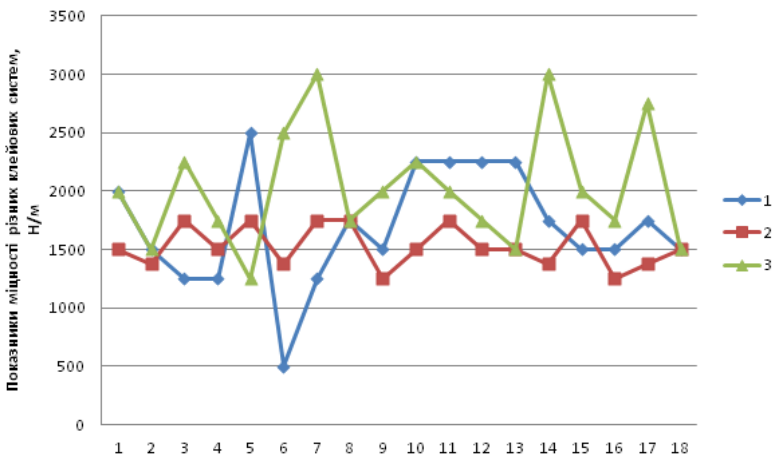


Рис. 5 - Залежність міцності клейового з'єднання шпону (дуб) з плитою МДФ з використанням: 1 – карбамідоформальдегідного клею; 2 – клею ПВА без магнітної обробки; 3 – клею ПВА з магнітною обробкою

Встановлено, що міцність з'єднань, одержаних на основі карбамідоформальдегідного клею, вища на 11% від міцності з'єднань, одержаних на основі клею ПВА без магнітної обробки.

Після магнітної обробки клею ПВА, міцність з'єднань, одержаних з його використанням, зросла на 20% у порівнянні зі з'єднаннями, одержаними на основі карбамідоформальдегідного клею. Крім того, встановлено, що міцність з'єднання на основі клею ПВА після магнітної обробки у порівнянні з аналогічним з'єднанням без магнітної обробки зросла на 33%.

Висновки. Таким чином, по-перше: магнітна обробка полівінілацетатної клейової суміші збільшує міцність з'єднань, одержаних з її використанням; по-друге: з'єднання, одержані на основі модифікованого клею не поступались міцністю з'єднанням, одержаним з використанням карбамідоформальдегідного клею; по-третє: вищевикладене дозволяє внести зміни у технологічний процес облицювання шпоном меблевих поверхонь та відмовитись від використання шкідливих карбамідоформальдегідних адгезивів.

Література

1. Попов В.М., Иванов А.В., Посметьев В.В. Моделирование процесса склеивания древесины при воздействии на клей постоянным

магнитным полем // Вестник МГУЛ – Лесной вестник. – 2011. - №3. – С.128-130.

2. Кондратьев В. П., Кондращенко В. И. Синтетические клеи для древесных материалов. – М.: Научный мир, 2004. – 520 с.

3. Доронин Ю. Г., Кондратьев В. П. Основные направления модификации синтетических смол. Плиты и фанера // ВНИИПИЭлеспром. Обзорн. инф. – М., 1985. – Вып. 4. – 44 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 631.35:633.521

© І.М. Дударев, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ОСОБЛИВОСТІ ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

У статті розглянуті особливості збирання льону олійного, вирощеного у різних регіонах України. Обґрунтовано раціональну послідовність технологічних операцій під час збирання льону олійного, вирощеного у північних та західних областях України, та конструкцію пристрою для обмолоту стеблостою льону.

ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, СПОСІБ ЗБИРАННЯ, ОБМОЛОЧУВАННЯ, СТЕБЛОСТІЙ, ПРИСТРІЙ.

Постановка проблеми. Збирання льону олійного на півдні України відбувається прямим комбайнуванням зернозбиральним комбайном. Такий спосіб збирання зумовлений тим, що льон олійний, вирощений у цьому регіоні, має незначну висоту стеблостою (до 60 см [1]), тому його брання або інші способи збирання використовувати недоцільно. Крім того, сприятливі природно-кліматичні умови (стійка суха погода) під час збирання дозволяють досягнути необхідної вологості насінневої частини урожаю на корені. Пряме комбайнування за сприятливої погоди застосовують і у всіх інших регіонах нашої країни. За несприятливих погодних умов, якщо вологість насінневої частини урожаю не дозволяє застосовувати пряме комбайнування, реалізують роздільний спосіб, що передбачає скошування стеблостою льону з подальшим його підбиранням зернозбиральним комбайном після підсушування для обмолочування.

Використання зернозбирального комбайна у північних та західних областях України призводить до значних втрат насіння. Це обумовлено тим, що льон олійний, вирощений у цих регіонах, має значно більшу висоту стеблостою в порівнянні з льоном, вирощеним на півдні України. Відповідно зростає об'єм стеблової маси, яка містить волокно, що ускладнює роботу комбайна (намотування стебел на робочі органи) та призводить до зростання енерговитрат на обмолочування льону, а також виникає необхідність у реалізації більш “жорстких” режимів обмолочування, що передбачають багаторазову ударну дію по рослинній масі, у результаті чого має місце пошкодження насіння та його втрата з стебловою масою. Крім того, під час дії мотовила на супліддя сухі насінневі коробочки розтріскуються і насіння обсипається на ґрунт. Стеблова маса у результаті проходження через зернозбиральний комбайн подрібнюється, що ускладнює проведення наступних технологічних операцій з нею та обмежує сферу її подальшого використання. Усе зазначене обумовлює необхідність обґрунтування раціональної послідовності технологічних операцій під час збирання льону олійного, вирощеного у північних та західних областях України, та конструкції засобів для їх реалізації, які б забезпечували зменшення втрат та пошкодження насіння і продуктивної частини стебел цієї культури.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Науковцями запропоновані різні способи збирання льону олійного, що адаптовані до природно-кліматичних умов північних та західних областей України [2,3]. Ці способи передбачають брання або зрізування стеблостою льону олійного та формування стрічки необмолочених стебел. Після цього льон у стрічці відразу або після підсушування на полі обмолочується, або ж здійснюється зрізування верхівкової частини стрічки стебел з подальшим обмолочуванням суплідь. Переваги цих способів у тому, що стеблова частина не пошкоджується, оскільки молотильні робочі органи діють виключно на супліддя. Крім того, ці способи дозволяють отримати структуровану стрічку стебел (паралельно вкладених), що спрощує проведення наступних технологічних операцій з ними. Разом з тим, під час реалізації цих способів спостерігаються значні втрати насіння, оскільки під час формування та транспортування стрічки необмолочених стебел льону внаслідок сильної розгалуженості суплідь льону олійного, що спричиняє їх зчеплення, відбувається обрив насінневих коробочок, їх розтріскування та руйнування з обсіпанням насіння.

Відома також технологія збирання льону олійного [1], що передбачає зрізування на корені суплідь комбайном, недоліком якої є

те, що внаслідок строкатості стеблостою ускладнено регулювання висоти встановлення різального механізму. Це призводить або до зрізування продуктивної частини стебел, або до втрати частини суплідь, що залишаються на стеблах.

Таким чином, подальші дослідження у цьому напрямку є актуальними.

Мета дослідження – обґрунтувати раціональну послідовність технологічних операцій під час збирання льону олійного, вирощеного у північних та західних областях України, та конструкції засобів для їх реалізації.

Результати дослідження. Необхідність розроблення нового способу збирання льону олійного обумовлена значними втратами насінневої частини урожаю цієї культури під час реалізації відомих способів її збирання внаслідок не врахування того, що у фазі повної стиглості (коли рекомендують збирати льон олійний) льону олійного, навіть за незначної дії на стеблостій, насіннєві коробочки розтріскуються та обсіпається насіння.

Для зменшення втрат насінневої частини урожаю льону олійного та пошкодження стебел під час збирання, а також зниження енерговитрат на обмолочування льону, пропонується наступна послідовність технологічних операцій під час збирання цієї культури (рис. 1), вирощеної в умовах північних та західних областей України.

Спосіб збирання льону олійного передбачає спочатку обмолочування стеблостою льону олійного на корені, після чого обмолочений стеблостій зрізують або беруть. Причому обмолочування стеблостою на корені та зрізування або брання стебел здійснюється окремими льонозбиральними машинами або одним льонозбиральним агрегатом, робочі органи якого встановлені у послідовності, що реалізує спочатку обмолочування стеблостою на корені, а потім його зрізування або брання. Насіннєвий ворох льону олійного (вільне насіння, цілі і пошкодженні насіннєві коробочки та їх частинки), що отримують в результаті обмолочування стеблостою льону олійного на корені, транспортують для сепарування та очищення на стаціонарі.

Після зрізування або брання обмолочені стебла (льоносолома) вкладаються у валок на полі для вилежування, причому допускається хаотичне розміщення стебел. Така послідовність технологічних операцій знижує енерговитрати на обмолочування льону олійного, оскільки обмолочуються тільки супліддя, крім того, стебла, на які не здійснюється жодних дій під час обмолочування, залишаються неушкодженими.

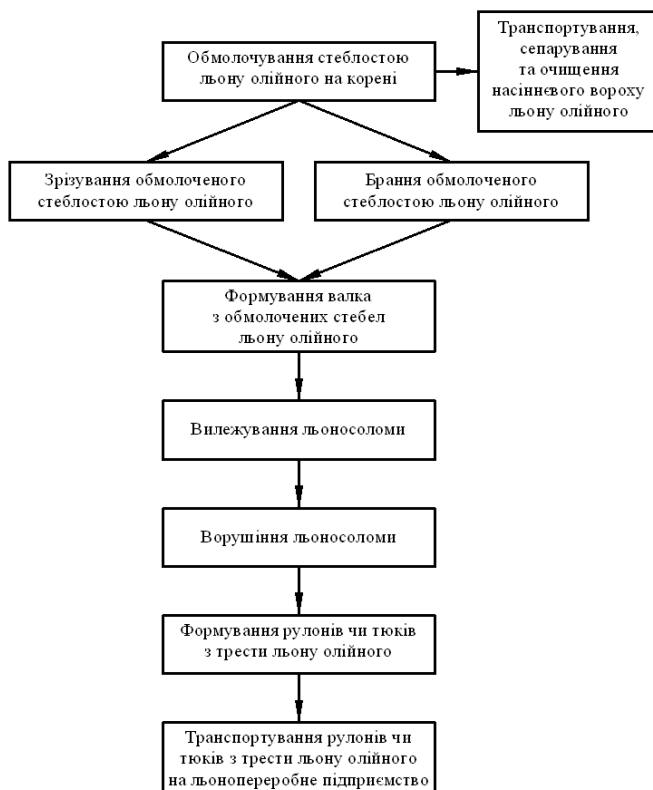


Рис. 1 – Послідовність операцій збирання льону олійного

Під час вилежування льоносолома у валку піддається за необхідності ворущінню, що необхідно для рівномірного вилежування та запобігання гниттю. Після перетворення льоносоломи у тресту з валка трести льону олійного формують рулони чи тюки та транспортують їх на льонопереробне підприємство для зберігання і переробки.

Для обмолочування стеблостою льону олійного пропонується конструкція пристрою для обмолоту стеблостою льону (рис. 2), що містить вловлювачі для насіннєвого вороху льону, які виконані з можливістю коливного руху. Кожний вловлювач виконаний у формі жолоба з похилим днищем, нахил якого спрямований у напрямку шнека насіннєвого вороху і розширенням у тому ж напрямку. Між сусідніми вловлювачами встановлено по дві пари вертикально

розташованих вальців з прогумованою поверхнею. У кожній парі вальці виконані з можливістю обертання назустріч один одному для зтягування у зазор між ними суплідь стеблостою льону. Причому величина зазору між вальцями у парах вальців, які встановлено зі сторони шнека насінневого вороху, менша. Шнек насінневого вороху встановлено таким чином, що забезпечено можливість надходження насінневого вороху льону з вловлювачів у нього. У місцях з'єднання вловлювачів з жолобом шнека насінневого вороху передбачено гнучкі вставки. У конструкції передбачено струшувач з лопатками, що виконані з можливістю коливного руху та розташовані над зазорами між вловлювачами перед шнеком насінневого вороху. У конструкції також передбачено елеватор на виході шнека насінневого вороху, що забезпечує завантаження насінневого вороху льону у бункер.

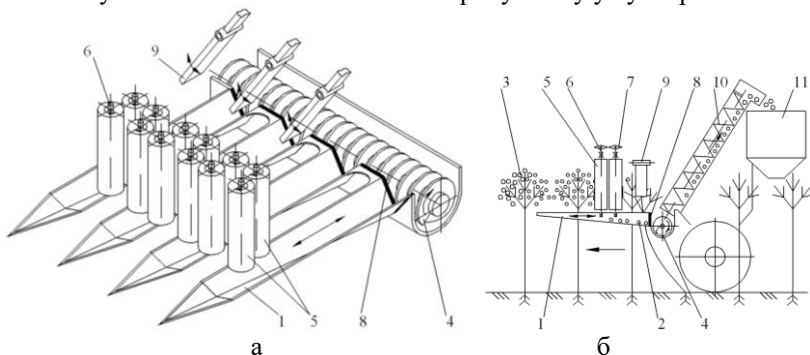


Рис. 2 – Пристрій для обмолоту стеблостою льону (а) та його функціональна схема (б): 1 – вловлювач; 2 – насінневий ворох льону; 3 – стеблостій льону; 4 – шнек насінневого вороху; 5 – вальці; 6 – вали; 7 – зірочки; 8 – гнучкі вставки; 9 – струшувач; 10 – елеватор; 11 – бункер

Пристрій для обмолоту стеблостою льону встановлюють таким чином, щоб забезпечити входження вловлювачів у стеблостій льону на рівні початку розгалужень суплідь. Під час руху льонозбирального агрегата полем вловлювачі спрямовують стеблостій льону до пар вальців для обмолоту. Супліддя льону по черзі проходять дві пари вальців. Спочатку супліддя льону зтягуються вальцями, що мають більшу величину зазору між ними, де відбувається обмолот найбільш стиглих насінневих коробочок, а далі супліддя зтягуються вальцями, величина зазору між якими менша, ніж у попередній парі, та відбувається обмолот насінневих коробочок, що залишилися на стеблах після проходження попередньої пари вальців. Насінневий

ворох льону (вільне насіння, деформовані насінніві коробочки, залишки насінневих коробочок та інші включення), що утворюється внаслідок обмолоту, зсипається у вловлювачі по обидві сторони від пар вальців. При виході з міжвальцьового простору супліддя льону попадають у зону дії лопаток струшувача, що здійснюють коливний рух, внаслідок чого відбувається струшування залишків насінневого ворху льону з верхівкової частини стебел у вловлювачі. Верхівкові частини обмолочених стебел внаслідок безперервного руху льонозбирального агрегата полем виходять із зазору між вловлювачами, а насінневий ворох льону внаслідок коливного руху вловлювачів переміщується їх похилими днищами до шнека насінневого вороху, яким транспортується до елеватора. Елеватором насінневий ворох піднімається у бункер. Після проходження льонозбирального агрегата з пристроєм для обмолоту стеблостою льону на полі залишається обмолочений стеблостій льону.

Для реалізації запропонованої послідовності технологічних операцій під час збирання льону та обґрунтування параметрів пристрою для обмолоту стеблостою льону важливе значення мають параметри стебел. Результати досліджень з вимірювання параметрів стебел льону олійного різних сортів, вирощеного в умовах Волинської області, представлені в таблиці. Аналіз отриманих даних показує, що стеблостій льону олійного доволі строкатий, разом з тим, технічна довжина стебел усіх сортів є достатньою для здійснення обмолочування льону у запропонований спосіб розробленим пристроєм. Визначення довжини суплідь льону олійного дозволить обґрунтувати раціональні параметри робочих органів пристрою для обмолоту стеблостою льону.

Таблиця – Параметри стебел льону олійного, вирощеного в умовах Волинської області

Сорт льону олійного	Загальна довжина стебел, см	Технічна довжина стебел, см	Довжина суплідь, см
Айсберг	53,6±5,0	27,1±5,5	26,5±6,5
Блакитно помаранчевий	64,2±7,3	36,6±8,3	27,6±9,1
Лірина	65,9±5,9	39,9±3,9	25,9±8,0
Орфей	64,4±7,0	36,0±9,0	28,4±7,9
Південна ніч	73,1±7,8	47,2±13,2	25,9±12,3
Сонечни	86,8±5,2	66,1±6,5	20,7±6,5

Висновок. Обґрунтована раціональна послідовність технологічних операцій під час збирання льону олійного, вирощеного у північних та західних областях України, що забезпечує зменшення втрат насінневої частини урожаю льону та пошкодження стебел під час збирання, а також зниження енерговитрат на обмолочування льону. Також запропонована конструкція пристрою для обмолоту стеблостою льону, яка забезпечує зменшення втрат насінневої частини урожаю льону шляхом його обмолоту на корені та врахування особливостей льону олійного, зокрема сильної розгалуженості суплідь.

Література

1. Чурсіна Л.А. Наукові основи комплексної переробки стебел та насіння льону олійного: Монографія / Л.А. Чурсіна, Г.А. Тіхосова, О.О. Горач, Т.І. Янюк; під ред. Л.А. Чурсіної. – Херсон: Олді-плюс, 2011. – 356 с.
2. Сай В.А. Технологія вирощування, збирання та первинної переробки льону олійного: Монографія / В.А. Сай. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – 168 с.
3. 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.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.365:631.53.01:633.2

© Л.Ю. Забродоцька, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ НА СУШІННЯ СИПКИХ РОСЛИННИХ МАТЕРІАЛІВ В СУШАРЦІ

У статті встановлено основні напрямки енергетичних витрат на сушіння сипких рослинних матеріалів в сушарці з спіралеподібною поверхнею сушильної камери. Викладено методика та результати енергетичного розрахунку сушарки.

СУШІННЯ, ВИТРАТИ ЕНЕРГІЇ, СУШИЛЬНА КАМЕРА.

Постановка проблеми. Штучне сушіння рослинних матеріалів вимагає значних енерговитрат. Сучасна технологія сушіння, як елемент післязбирального обробітку сільськогосподарських матеріалів, потребує удосконалення. Удосконалення сушильної техніки ведеться в основному у трьох напрямках: зниження енерговитрат, підвищення якості виконання операції, підвищення продуктивності сушарок. З іншого боку, розробка нових ефективних засобів сушіння є неможливою без дослідження і застосування енергозберігаючих методів сушіння.

Тому дослідження процесу сушіння сільськогосподарських матеріалів, направлені на вирішення проблеми енергозбереження, мають наукове і практичне значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для оцінки енергетичної ефективності конструкції сушарки [1] необхідно встановити такі показники, як продуктивність сушарки і питомі витрати енергії.

Провівши аналіз теоретичних досліджень [2], встановлені наступні технологічні параметри сушарки: довжина завантажувального шнека – 2 м; зовнішній діаметр сушильної камери – 1,3 м; довжина сушильної камери – 1,2 м; кількість витків спіралеподібною перфорованою поверхнею – 7; найменший радіус витка – 0,214 м; найбільший радіус витка – 0,643 м; кількість коробів – 5, площа поперечного перерізу витка – 0,065 м², площа поперечного перерізу отвору короба – 0,012 м².

Мета дослідження. Визначити енергетичні витрати на сушіння сипких рослинних матеріалів в сушарці.

Результати дослідження. При роботі сушарки зі спіралеподібною поверхнею сушильної камери [1] споживається

енергія: на привод сушильної камери і завантажувального шнека; на нагнітання атмосферного повітря до калорифера з подальшою подачею сформованого сушильного агента в сушильну камеру і проходження його крізь весь об'єм матеріалу із заданою швидкістю; на нагрівання атмосферного повітря до заданої температури сушіння – формування сушильного агента; на роботу типових завантажувальних і вивантажувальних пристроїв із необхідною пропускну здатністю, тип яких може змінюватися залежно від схеми організації технологічного процесу. Зазначені пристрої також використовуються в технологічних лініях існуючих сушарок, тому при порівняльній характеристиці витрат енергії на їх роботу враховувати недоцільно.

Виходячи з необхідної тривалості перебування матеріалу в сушильній камері і відомої кількості витків спіралеподібної перфорованої поверхні, частота обертання сушильної камери визначається за формулою:

$$n_{об} = \frac{n}{\tau_c}, \quad (1)$$

де n - кількість витків спіралеподібної перфорованої поверхні; τ_c - час сушіння, хв.

Тоді продуктивність сушарки при безперервній подачі матеріалу визначається за формулою, т/год:

$$P = 60 \cdot m_m \cdot n_{об}, \quad (2)$$

де m_m - маса матеріалу, яку необхідно завантажувати в сушарку для її раціонального заповнення та ефективного використання сушильного агента, т.

Потужність, необхідна на привод сушильної камери, наближено визначається за формулою, кВт [3]:

$$N_6 = 1,025 \cdot \frac{g \cdot \sqrt{2 \cdot g}}{6 \cdot \pi} \cdot \gamma_m \cdot V_6 \cdot \sqrt{D_6} \cdot S_3, \quad (3)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²; γ_m – питома маса матеріалу, т/м³; V_6 – об'єм сушильної камери, м³; D_6 – діаметр сушильної камери, м; S_3 – коефіцієнт, що враховує заповнення сушильної камери матеріалом.

При роботі сушарки енергія також затрачається також на транспортування матеріалу в центральну частину сушильної камери за допомогою завантажувального шнека.

Потужність, необхідна на привод завантажувального шнека визначається за формулою, кВт [4]:

$$N_{ш} = \frac{n_3 \cdot P}{367} \cdot L_{ш} \cdot \omega_0, \quad (4)$$

де $n_3 = 1,2$ – коефіцієнт запасу; $L_{ш}$ – довжина шнека, м; $\omega_0 = 1,2$ – коефіцієнт опору середовищу для легких неабразивних матеріалів.

Необхідна потужність електродвигуна визначається як загальна потужність на привод сушильної камери і шнека з врахуванням ККД передач приводу, кВт:

$$N_c = \frac{N_б + N_{ш}}{\eta_{пр}}, \quad (5)$$

де $\eta_{пр}$ – ККД приводу.

Підставляючи (3) та (4) в (5) отримаємо:

$$N_c = \frac{1,856 \cdot \gamma_m \cdot D_б^{2,5} \cdot L_б \cdot S_3 + 0,002725 \cdot n_3 \cdot P \cdot L_{ш} \cdot \omega_0}{\eta_{пр}}. \quad (6)$$

Маса висушеного за 1 годину матеріалу визначається за формулою [5]:

$$P' = P \cdot \frac{100 - W_1}{100 - W_2}, \quad (7)$$

де W_1 – початкова відносна вологість, %; W_2 – кінцева відносна вологість, %.

Кількість води, що випаровується, за 1 годину, кг:

$$W = P - P'. \quad (8)$$

Тепловміст атмосферного повітря I_1 і сушильного агента I_2 через температуру і вологовміст можна визначити за формулою, ккал/г с.п. [5]:

$$I_{1,2} = 0,24t + \frac{d}{1000} (595 + 0,47t_{1,2}), \quad (9)$$

де t – температура, °С; d – вологовміст, г/кг с.п.

Витрата тепла на нагрівання матеріалу, ккал/кг:

$$g_{пр} = \frac{P'}{W} \cdot c_m \cdot (t_2 - t_1), \quad (10)$$

де c_m – питома теплоємність матеріалу, ккал/кг°С; t_1 – температура повітря, °С; t_2 – температура сушильного агента, °С.

Питома витрата сухого повітря визначається з залежності:

$$t_2 = \frac{I_1 - \frac{g_{np} - t_0}{n} - 595 \left(\frac{1}{l} + \frac{d_0}{1000} \right)}{0,24 + 0,47 \left(\frac{1}{l} + \frac{d_0}{1000} \right)}, \quad (11)$$

де l – питома витрата сухого повітря на 1 кг вологи, що випаровується, кг с.п./кг в.м.

Годинна витрата електроенергії для нагрівання повітря за заданими параметрами сушіння визначається за формулою, кВт:

$$N_e = \frac{(I_1 - I_0) \cdot L}{859,845 \cdot \eta_e}, \quad (12)$$

де η_e – ККД калорифера.

Годинна витрата повітря, кг с.п./год:

$$L = l \cdot W. \quad (13)$$

У випадку застосування рідкого палива для нагрівання повітря годинна витрата палива розраховується за формулою, кг/год, [5]:

$$B = \frac{(I_2 - I_1) \cdot L}{H \cdot \eta_m}, \quad (14)$$

де H – теплотворна здатність палива, кДж/кг; η_m – ККД топкового агрегату.

Тоді питома витрата палива, кг/т:

$$b = \frac{B}{P}. \quad (15)$$

Площу поперечного перерізу повітропроводу приймається рівною площі поперечного перерізу внутрішньої сторони усіх коробів (рис.), м²:

$$F_{нов.} = n_k \cdot F_k = n_k \cdot b_k \cdot \left(h_k - \frac{a_k}{2} \right), \quad (16)$$

де n_k – кількість повітрєпідвдних коробів; F_k – площа поперечного перерізу короба, м²; b_k – ширина короба, м; h_k – висота короба, м; a_k – висота вершини короба, м.

Швидкість повітряного потоку (сушильного агента) на вході у спрямовувачі повітропроводу визначається за загальною витратою сушильного агента, м/с:

$$\bar{w}_0 = \frac{V_{нов.}}{3600 \cdot F_{нов.}}. \quad (17)$$

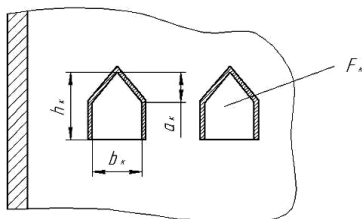


Рис. – До визначення площі поперечного перерізу коробів

Об'ємна витрата повітря:

$$V_{нов.} = L / \rho_{нов.}, \quad (18)$$

де $\rho_{нов.}$ – густина повітря, кг/м³.

Втрати тиску в системі визначаються за формулою:

$$P_c = \frac{\rho_{нов.} \cdot \bar{\omega}_0^2}{2g} \xi_k, \quad (19)$$

де ξ_k – коефіцієнт місцевого опору [6].

Динамічний тиск у повітропроводі:

$$P_0 = \frac{\rho_{нов.} \cdot \bar{\omega}_0^2}{2g}. \quad (20)$$

Повний тиск вентилятора:

$$P_n = P_c + P_0. \quad (21)$$

Потужність N_6 електродвигуна вентилятора, кВт:

$$N_6 = \frac{Q_6 \cdot P'_n}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_6 \cdot \eta_n \cdot \eta_k}, \quad (22)$$

де Q_6 – прогнозована кількість сушильного агента, що подається вентилятором, м³/год; $\eta_6 = 0,7$ – ККД вентилятора; $\eta_n = 1$ – ККД пасової передачі; $\eta_k = 0,9$ – ККД, яким враховують втрату в підшипниках.

Загальне споживання електроенергії сушаркою:

$$N = N_c + N_6. \quad (23)$$

Питома витрата електроенергії на 1 т висушеного матеріалу:

$$N_n = N / P. \quad (24)$$

Розрахунок енергетичних затрат згідно із методикою проводився за допомогою програмного забезпечення. Вихідні дані: матеріал – ворох насіння трав, початкова вологість – 30 %, кондиційна вологість – 14 %, температура сушильного агента – 55°C, час сушіння –

27 хв. У таблиці наведені результати енергетичного розрахунку сушарки.

Таблиця -Результати розрахунку

Показники		Величина
Питома витрата	рідкого палива на нагрівання повітря	7,83 кг/т с.м
	електроенергії на нагрівання повітря	86,53 кВт/ т с.м
Питома витрата електроенергії (на роботу електродвигунів)		0,92 кВт
Питоме споживання електроенергії на привод вентилятора і сушильної камери		2,17 кВт/т с.м

Висновок. Результати свідчать про доцільність використання сушарки у лінії післязбирального обробітку сипких рослинних матеріалів для доведення матеріалу до кондиційної вологості.

Література

1. Пат. № 85766 Україна, МПК (2009) F26 B11/00. Барабанна сушарка / Дударев І.М., Кірчук Р. В., Кокалюк Л.Ю.; заявник і власник патенту Луцький державний технічний університет. – № а200706074; заявл. 01.06.2007р.; опубл. 25.02.2009, Бюл. №4.
2. Кокалюк Л.Ю. Обґрунтування параметрів спіралі сушарки насіння трав / Л.Ю. Кокалюк, Р.В. Стасюк // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – Вип. 16.– С. 106–111.
3. Новый справочник химика и технолога: процессы и аппараты химических технологий. – С.-Пб.: АНО НПО Професионал, 2004. – Ч. 1. – 848 с.
4. Иванченко Ф.К. Расчет грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко, В.С. Бондарев, Н.К. Колесник, В.Я. Баранов– К.: Вища школа, 1978. – 576 с.
5. Карташевич С.М. Механико-технологические основы повышения эффективности механизированных комплексов для послеуборочной обработки зерна и семян (теория, расчет, результаты проектирования и испытаний технологических комплексов) / С.М. Карташевич. – Минск, 2001. – 288 с.
6. Иванов О.П., Мамченко В.О. Аэродинамика и вентиляторы: Учеб. для вузов. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 280 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.333.52

© Ю.І. Козелко, М.В. Усенко, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ КАРТОПЛЕВИСАДЖУВАЛЬНОЇ МАШИНИ З АПАРАТОМ З НАКОЛЮВАЛЬНИМ ПРИСТРОЄМ

В даній статті висвітлено конструктивні особливості картоплевисаджувального апарата з наколювальним пристроєм. Проведено аналіз роботи картоплевисаджувальної машини з даним апаратом на схилах різної крутості в ґрунтах з різною вологістю.

АПАРАТ, НАКОЛЮВАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, СОШНИК, КІЛЬЦЕ-ЛОЖЕЧКА, ГОЛКА, ГРУНТ, КАРТОПЛЯ, СХИЛ

Постановка проблеми. Стан проблеми. На перший погляд може скластись думка, що територія ведення сільського господарства в Україні має рівнинний характер. Але при ретельному аналізі виявляється, що чимало земель розташовані на схилах, пагорбах. В основному такий рельєф характерний для південно-західних регіонів. Більшість наявних сільськогосподарських машин не пристосовані для роботи в даних складних умовах і при їх роботі проявляються ті чи інші недоліки [2, 3, 4, 5]. Для одних операцій (суцільний, передпосівний обробіток ґрунту, косіння і т. д.) ці недоліки не набувають катастрофічного характеру. Але виконання таких операцій як міжрядний обробіток ґрунту, збирання врожаю в рядках рослин в умовах схилів призводить до пошкодження даних рослин і, відповідно, до значних втрат врожаю. Такі недоліки виникають уже на схилах крутістю 3°-5° і не тільки для ґрунтообробних і збиральних машин і знарядь, а також і для інших засобів механізації при проведенні ними сільськогосподарських операцій. Повною мірою дані недоліки проявляються в роботі картоплевисаджувальних машин з апаратами конвеєрного типу, що набули поширення останнім часом. При висаджуванні картоплі на схилах вони не забезпечують міцного захоплення і, відповідно, утримання і фіксування бульб картоплі в основному елементі даного апарату, а саме в кільці-ложечці. Особливо негативно це проявляється при наявності в бункері бульб різної величини, що може мати місце навіть в одній відібраній фракції. Така важлива стадія роботи як переніс бульби з бункера до сошника виконується неякісно, з врахуванням того, що на схилах при перекосі агрегату відбувається випадіння бульби з кільця-ложечці, особливо в момент її знаходження в самій верхній точці конвеєра. Все це

призводить до порушення агротехнічних вимог (крок, глибина, пропуски і т. д.), а також до травмування бульб картоплі.

Для максимального усунення даних негативних явищ найбільш переважною є малогабаритна техніка з застосуванням вдосконалених картоплевисаджувальних апаратів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Створено чимало конструкцій машин для висаджування картоплі, в тому числі таких, що мають апарати конвеєрного типу [1, 2, 7]. Даний апарат є компактним, що не призводить до зайвого збільшення габаритів всієї машини. Дана обставина дозволяє залишити багато вільного місця для оператора для зручності у виконанні його роботи, якщо врахувати, що машина використовується в малогабаритному варіанті. Але недосконала конструкція кільця-ложечок не забезпечує захоплення бульб різних розмірів. Також не забезпечено міцне утримання даних бульб в кільці, що негативно впливає на кінцевий результат роботи. Проте конструкція кільця-ложечки є такою, що забезпечує широкі варіації у напрямку її вдосконалення. Незначною зміною самого кільця (форми, типу поверхні, кріплення і т. д.) або додаванням до нього різних конструктивних елементів можливо забезпечити надійне утримання картоплини в даному кільці навіть при роботі на крутих схилах. В багатьох наукових працях поданий аналіз різних апаратів для висаджування картоплі [2, 3, 4, 5, 6]. Але в жодній праці не розглянуті питання щодо аналізу роботи апаратів, обладнаних додатковими елементами для надійного утримання бульби картоплі при роботі в умовах схилів в ґрунтах з різною вологістю.

Мета дослідження. Визначення оптимальних показників роботи картоплевисаджувальних машин на схилах різної крутості в ґрунтах з різною вологістю.

Результати дослідження. Напрямок дослідження ми спрямували на картоплевисаджувальному апараті з наколювальним пристроєм [8], який є новою конструкцією і поданий на рис. 1.

Даний апарат містить відвід 1, ложечки-кільця 2, кріплення 3, ланцюговий конвеєр 4, зірочку 5, козирок 6, голки 7, опори 8, напрямні 9, пружини 10. Ланцюговий конвеєр 4 містить ведену зірочку 5. На конвеєрі 4 через рівні проміжки закріплені ложечки-кільця 2 за допомогою кріплення 3 (болт з гайкою). Для здійснення такого кріплення ложечка-кільце 3 і відповідні ланки конвеєра 4 мають стовщення. Кожна ложечка-кільце 2 виконана у вигляді кільця, до нижньої частини якого, якщо рахувати по ходу руху висхідної вітки конвеєра 4 (на рис. 1 висхідна вітка транспортера розташована справа від зірочки 5), діаметрально навпроти один до одного жорстко

закріплені напрямні 9, що мають на кінцях знімні упори (гайки з шайбами). На напрямні 9 надіта вільно крізь виконані в ній отвори опора 8 з виступом, на якій жорстко закріплена голка 7 таким чином, що вона займає місце по центру кільця. На напрямні 9 також надіті пружини 10 в зоні між упорами і опорою 8. В еліпсному отворі кожуха закріплений за допомогою гайки козирок 6, який являє собою криволінійну пластину з різбовими штирями і вирізом під виступ опори 8. На різбові штирі надіті пружини козирка 6. В еліпсному отворі кожуха, що прикриває ланцюговий конвеєр 4 закріплений за допомогою гайки відвід 1, який являє собою пластину з різбовим штирем. За рахунок еліпсних отворів відвід 1 і козирок 6 можна фіксувати в різних положеннях.

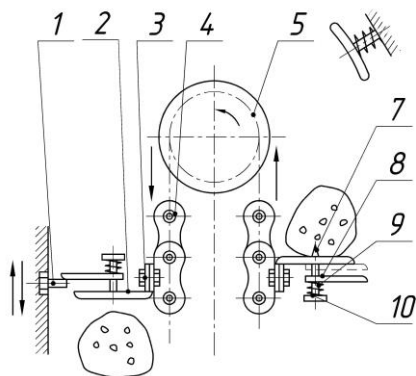


Рис. 1. Картоплевисаджувальний апарат з наколювальним пристроєм: 1 – відвід; 2 – ложечки-кільця; 3 – кріплення; 4 – ланцюговий конвеєр; 5 – зірочка; 6 – козирок; 7 – голки; 8 – опори; 9 – напрямні; 10 – пружини

Картоплевисаджувальний апарат з пружинною голкою працює так. При русі картоплевисаджувальної машини опорно-приводні колеса обертаються і через систему передач приводять в рух ведучу зірочку 5 і відповідно конвеєр 4 з ложечками-кільцями 2. Висхідна вітка транспортера 4 рухається в бункері з коренеплодом, та захоплює ті з них, які знаходяться на шляху руху кілець-ложечок 2. Виступ опори 8, кінцева частина якого виконана округлою дещо виступає за межі кільця в бік бункера з коренеплодами. Ця обставина дозволяє під час руху конвеєра 4 здійснювати ворушення як всієї маси бульб картоплі, так і, що особливо важливо, безпосередньо біля даного кільця-ложечки 2 і, таким чином, допомагати спрямовувати певну бульбу до даного кільця-ложечки 2. Маса бульб картоплі здійснює тиск на виступ опори 8, під дією якого дана опора 8 дещо зміщується вниз, стискаючи частково пружину 10 і, відповідно, переміщаючи голку 7 вниз, зменшуючи її виступ уверх над поверхнею кільця. Дана

обставина дозволяє забезпечити потрапляння до кільця-ложечки 2 картоплі 6 практично будь-якої величини, при цьому голка 7 тільки частково наколює коренеплоди. В результаті коренеплід, що потрапив до кільця-ложечки 2, розташовується на кільці і додатково фіксується в такому положенні голкою 7, що наколола його і, таким чином, закріпила її в ложечці і тримає від коливань і можливих зміщень. Далі при русі вверх кільце-ложечка 2 з коренеплодом виходить з зони, де знаходиться маса усіх коренеплодів, і тиск на виступ опори 8 зникає. Під дією пружини 10 опора 8 піднімається і голка 7 уже проколює коренеплід на більшу глибину. Козирок 6 притискає коренеплід до кільця-ложечки 2, допомагаючи таким чином кращому його насаджуванню на голку 7. В такому положенні коренеплід тримається в кільці-ложечці 2 міцно і не може зійти з нього під дією власної ваги, що є важливим фактором під час другого етапу руху, тобто коли захоплений коренеплід поступово переходить на вітку конвеєра 4, що рухається вниз (яка розташована зліва від зірочки 5), і в цьому положенні даний коренеплід продовжує бути фіксованим в кільці-ложечці 2 голкою 7, яка тримає його. Коли опора 8 своїм виступом наїжджає на відвід 1, то вона починає відходити від кільця долаючи опір пружин 10 і голка 7 виходить з коренеплоду, звільняючи його. Звільнений коренеплід під дією власної ваги починає падати і далі потрапляє в сошник. Виступ опори 8, що виконаний з гнучкого матеріалу (пружинної сталі), поступово сходить з відводу 1, а пружини 10 знов притискають опору 8 до кільця, тобто повертають опору 8 з голкою 7 в початкове положення.

За рахунок можливості встановлення і фіксації козирка 6 з його пружинами певної жорсткості в різних положеннях в даному апараті є можливість регулювання тиску на коренеплоди з боку козирка 6. За рахунок можливості встановлення і фіксації відводу 1 в різних положеннях в даному апараті є можливість регулювання місця визволення коренеплодів з конвеєру 4 і відповідно моменту і висоти падіння коренеплодів.

В даному картоплевисаджувальному апараті можливе розташування захоплених коренеплодів в кільці-ложечці 2 не точно по центру кільця, а дещо в зміщеному від центра положенні за рахунок голки 7, що проколює захоплені коренеплоди, тримає їх, не даючи зійти з кільця-ложечки 2. Ця обставина дає можливість використовувати в даному картоплевисаджувальному апараті коренеплоди з великим діапазоном розмірів, тобто проводити перед висадкою сортування з обмеженою кількістю фракцій.

Слід зазначити, що пружини 10 мають таку жорсткість, яка дозволяє їм дещо стиснутись під тиском маси коренеплодів на виступ опори 8, і при цьому витримати зусилля при наколюванні і далі при проколюванні коренеплодів, тобто не дати голці 7 відсунутись під час наколювання і проколювання, і в той же час дозволяють долати цю жорсткість при наїзді упора опори 8 на відвід 1 з метою відведення опори 8 від кільця і відповідно виведення голки 7 з коренеплодів для їх звільнення.

Застосування картоплевисаджувального апарату з пружинною голкою забезпечує надійне захоплення і утримання різних за розміром бульб в кільці-ложечці апарату під час їх переносу з бункера до сошника, ворущіння бульб у бункері, висадку коренеплодів з великим діапазоном розмірів, регулювання моменту і висоти їх падіння, а також мінімальне їх травмування та підвищення якості висадки в різноманітних зовнішніх умовах роботи, а саме на схилах. При роботі на схилах крутістю до 12°, де підвищується ймовірність сходження бульби картоплі з кільця-ложечки, важливою обставиною є те, що голка досить міцно утримує там дану картоплину.

Експериментально досліджувалась прямолінійність рядків висаджених бульб картоплі для двох машин: стандартної і експериментальної. Конструкція експериментальної машини є вдосконаленою, оскільки вона має картоплевисаджувальний апарат з наколювальним пристроєм.

Відхилення від прямолінійності досліджували наступним чином. Проводили пряму лінію, починаючи від першої висадженої картоплини на початку ділянки, далі через кожні 3 м вимірювали від даної лінії відхилення в один чи інший бік в см. При вимірюванні відхилення брали за абсолютним значенням, тобто не враховували знак відхилення в один чи інший бік.

Слід зазначити, що стабільність руху картоплевисаджувальної машини на схилах (навіть крутістю 10-12°) забезпечується в основному сошником, який занурюється в ґрунт на глибину приблизно 15 см і, відповідно, створює своєю щогою бокові реакції, які запобігають сповзанню всього агрегату. Таким чином, тут для стабільності руху на схилі достатньо застосувати простий сошник стандартної конструкції, на відміну, наприклад, від розсадосадильних машин (тут сошник занурюється на глибину до 10 см), де для стабілізації напрямку руху необхідно крім сошника застосовувати додаткові стабілізуючі пристрої.

На рис. 2 подані графіки залежності прямолінійності рядків бульб картоплі від крутизни схилу при різній вологості ґрунту при

роботі стандартної картоплевисаджувальної машини. Дана зміна відбувається за криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції виду $\Pi = b\alpha^c$, де $c > 1$. Варіаційні показники: для $W = 18\%$ - $\bar{\Pi} = 0,85$ см, $\sigma = \pm 0,03$ см, $V = 3,5\%$, $m = \pm 0,005$ см, $P = 0,59\%$; для $W = 22\%$ - $\bar{\Pi} = 0,92$ см, $\sigma = \pm 0,035$ см, $V = 3,8\%$, $m = \pm 0,006$ см, $P = 0,65\%$; для $W = 25\%$ - $\bar{\Pi} = 0,97$ см, $\sigma = \pm 0,04$ см, $V = 4,1\%$, $m = \pm 0,007$ см, $P = 0,72\%$.

Аналіз графіка показує, що збільшення кута схилу впливає на показник відхилення від прямолінійності рядків бульб картоплі, оскільки на більш крутому схилі спостерігається процес сповзання і порушення курсової стійкості агрегату. В той же час не зовсім досконалий висаджувальний апарат не дозволяє забезпечити досить точне значення показника відхилення від прямолінійності рядків бульб, яке досягає $\Pi \approx 2,6$ см при вологості ґрунту $W = 25\%$.

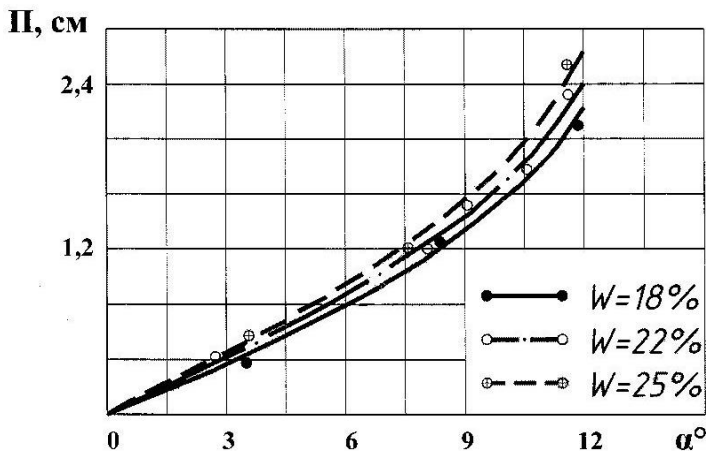


Рис. 2 - Залежність відхилення від прямолінійності Π рядків висаджених бульб від кута схилу α при різній вологості ґрунту W при роботі стандартної картоплевисаджувальної машини

На рис. 3 поданий графік залежності прямолінійності рядків бульб картоплі від крутизни схилу при різній вологості ґрунту при роботі експериментальної картоплевисаджувальної машини. Дана зміна відбувається за криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції виду $\Pi = b\alpha^c$, де $c > 1$. Варіаційні показники: для $W = 18\%$ - $\bar{\Pi} = 0,7$ см, $\sigma = \pm 0,02$ см, $V = 2,9\%$, $m = \pm 0,004$ см,

$P = 0,57 \%$; для $W = 22 \%$ - $\bar{\Pi} = 0,75$ см, $\sigma = \pm 0,025$ см, $V = 3,3 \%$, $m = \pm 0,005$ см, $P = 0,67 \%$; для $W = 25\%$ - $\bar{\Pi} = 0,82$ см, $\sigma = \pm 0,03$ см, $V = 3,7 \%$, $m = \pm 0,005$ см, $P = 0,6 \%$.

Аналіз графіка показує, що збільшення кута схилу впливає на показник відхилення від прямолінійності рядків бульб картоплі, оскільки на більш крутому схилі, так як і у попередньому випадку, спостерігається процес певного порушення курсової стійкості машини. Проте в експериментальній машині дане відхилення становить максимум 2,0 см, що менше, ніж в попередньому випадку. Це пояснюється вдосконаленою конструкцією розробленої нової машини, в якій використання нової конструкції апарату з наколювальним пристроєм сприяє розташуванню бульби картоплі досить точно по лінії наміченого рядка.

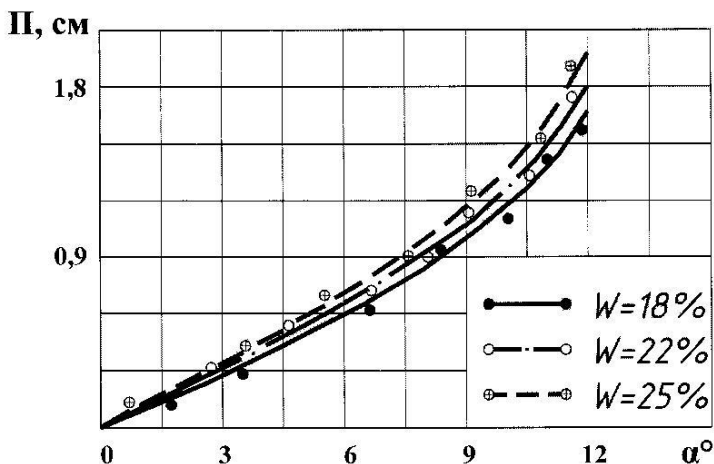


Рис. 3 - Залежність відхилення від прямолінійності Π рядків висаджених бульб від кута схилу α при різній вологості ґрунту W при роботі експериментальної картоплевищаджувальної машини

Слід зазначити, що наведена конструкція картоплевищаджувального апарату не є кінцевою межею його вдосконалення. Існує багато варіантів для подальших розробок нових конструкцій даних апаратів в напрямку вдосконалення голки та кільця-ложечки, що може призвести до досягнення ще меншого відхилення від прямолінійності рядків бульб картоплі, а також до досягнення більш точних значень інших показників роботи машини.

Висновки. Наведений вище аналіз роботи картоплевисаджувальної машини з апаратом з наколювальним пристроєм показує, що дана машина забезпечує високі агротехнічні показники роботи і водночас стабілізацію напрямку руху агрегату при роботі на схилах.

Література

1. А.с. 649355 СССР, МКИ А 01 С 9/04. Высаживающий аппарат картофелесажалки / В.Г. Гагулина и др. - № 2193458/30-15. Заявл. 26.11.76. Опубл. 28.02.79. Бюл. № 8.

2. Гудзенко И.П. Машины для возделывания и уборки картофеля. – М.: Машгиз, 1962. – 276 с.

3. Емелин Б.Н., Ватухин А.П. К обоснованию геометрических параметров дозатора-распределителя вермикомпоста (ВК) к картофелепосадочной машине // Науковий вісник НАУ. – К. – 2005. - № 92, - С.193-197.

4. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1 (ч. 1). Машины та знаряддя для обробітку ґрунту. –Харків: Око, 2001. - 444 с.

5. Залигин О.Г. и др. Малая механизация в приусадебном и фермерском хозяйствах. – К.: Урожай, 1996. – 368 с.

6. Сисолін П.В. та ін. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування . – К.: Урожай, 2001. – 384 с.

7. А.с. 1790843 СССР, МКИ А 01 С 9/00. Картофелесажалка / В.А. Соколов и др. - № 4867643/15. Заявл. 19.09.90. Опубл. 30.01.93. Бюл. № 4.

8. Пат. № 79794 Україна, МКВ А01С 9/00. Картоплевисаджувальний апарат з наколювальним пристроєм / М.В. Усенко та ін. – № 20041210905. Заявл. 29.12.2004. Опубл. 12.07.2007, Бюл. № 11.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 338.14:631.165.8

© С.С. Котенко, Н.М. Перепелиця, к.е.н.

ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

ДО МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ВАРТОСТІ АГРЕГАТО-ДНЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

В статті запропоновано поняття агрегато-дня та викладено методичні особливості розрахунку вартості агрегато-дня використання сільськогосподарських машин та обладнання, яка визначається через прямі витрати на експлуатацію машин, що входять до складу агрегату.

АГРЕГАТО-ДЕНЬ, МЕТОДИКА, РОЗРАХУНОК, ВАРТІСТЬ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ.

Постановка проблеми. Основне призначення машинно-тракторного парку в аграрному секторі – забезпечити виконання механізованих агротехнологічних та зоотехнічних операцій в оптимальні строки з високою якістю та раціональними витратами. Одним із пріоритетних завдань є формування і реалізація перспективних технологічних комплексів для виробництва конкурентноспроможної сільськогосподарської продукції із заданими споживчими властивостями. Тому принципове значення має перехід від одноопераційних енергозатратних машин до багатоопераційних комбінованих агрегатів, які за один прохід по полю забезпечують повноту та високу якість агротехнологічних операцій, зменшуючи при цьому витрати паливо-мастильних матеріалів та живої праці. Особливо це важливо при обробі ґрунту, який є найбільш енергоємним та трудомістким процесом. Використання багатоопераційних комбінованих агрегатів у цьому випадку зменшує питомі витрати енергії на 15-20%, продуктивність праці зростає на 22-25%, урожайність зернових підвищується на 3-5 ц/га [1].

Об'єктивна оцінка економічної ефективності застосування техніки, вартості машино-дня її експлуатації - це проблеми, які виникають у користувачів сільськогосподарських машин та обладнання. Вони є важливим фактором при виборі нової техніки, при розрахунках за використання залученої техніки сторонніх підприємств, а також при визначенні втрат від простоїв у випадку поставки неякісної техніки або надання неякісного технічного сервісу

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Актуальні питання вдосконалення системи інженерно-технічного забезпечення, технічного сервісу агропромислового виробництва, досліджені у

працях численних учених і практиків: В.В. Адамчука, Я.К. Білоуська, В.Д. Войтюка, М.І. Грицишина, В.В. Іванишина, М.В. Молодика, Г.М. Підлісецького, П.Т. Саблука, О.В. Сидорчука, В.П. Ситника та ін.

Економічне обґрунтування способів механізації сільськогосподарського виробництва проводив М.І. Горячкін. Ефективність використання сільськогосподарської техніки досліджували Н.А. Артеменко, Х.Г. Барам, Н.С. Власов, А.С. Консон, Н. Потапков, Б. Нефедов, А.Остапко та інші. Ними були сформульовані основні методичні напрями розв'язання проблеми для державної системи інженерно - технічного забезпечення проте в ринкових умовах ці напрями необхідно вдосконалювати.

Н.А. Артеменко досліджував ефективність роботи машино-тракторних агрегатів при обробі ґрунту, транспортуванні, а також ефективність використання зернозбиральних комбайнів [2]. Н.С. Власов наводить [3] методика економічного обґрунтування механізації процесів виробництва сільськогосподарської продукції та використання машинно-тракторного парку, а також нормативні значення роботи машин, нормативи відрахувань на амортизацію, на ремонт та технічне обслуговування техніки, яка була в експлуатації на кінець 60-х років.

Методологію формування нормативів вартості простою зернозбиральних комбайнів розробляли М.П. Поліщук та А.О. Полешук [4], особливістю їх підходу є застосування енергетичних показників, які не спотворюються інфляцією, реформами системи ціноутворення тощо, але їх використання потребує складних розрахунків, що значно ускладнює їх практичне використання у виробничих умовах.

При визначенні розміру втрат від простою машини, як додаток до Закону України «Про захист прав покупців сільськогосподарських машин», діє «Методика обчислення вартості машино-дня та збитків від простою машин, включаючи упущену вигоду» [5]. Проте автори наводять методичні матеріали без врахувань специфіки роботи агрегованих машин, коли простій однієї машини призводить до простою всього агрегату в рослинництві або комплексу обладнання (виробничої лінії) в тваринництві.

Войтюк В.Д. вдосконалював вищезгадану методика в частині розрахунку збитків споживача у випадку параметричних відмов [6] та вартості машино-дня використання залученої техніки. В роботах Войтюка П. було здійснено порівняння економічної ефективності використання вітчизняної та зарубіжної техніки на основі приведених

витрат [7]. Проте проблем, що освітлені в даній статті, вищезгадані науковці не досліджували.

Мета досліджень. Метою даної статті є вдосконалення методичних положень щодо розрахунку вартості роботи агрегатованої техніки за одиницю часу, які можуть також застосовуватись до порядку визначення обсягу неустойки від простоїв агрегатів у випадку поставки неякісної техніки або надання неякісного технічного сервісу.

Результати досліджень. Вартість експлуатації машин визначають на основі понесених власником сільськогосподарської техніки витрат, величина яких зумовлена обсягами прямих матеріальних витрат на експлуатацію машини (агрегату), а також упущеної вигоди та непродуктивних витрат в разі її простою. Законом «Про захист прав покупців сільськогосподарської техніки» [8] у випадку відмов техніки у гарантійний період експлуатації передбачена сплата неустойки у розмірі вартості машино-дня використання техніки, що розраховується за відповідною методикою [5].

На наш погляд визначати збитки виходячи лише з вартості утримання машини, що відмовила, не коректно, адже, наприклад, під час простою трактора, що знаходиться на гарантійному технічному обслуговуванні, простоє і певна агрегатована з ним сільгоспмашина. Поломка комбайна на збиранні урожаю призводить до простоїв автомобілів та тракторів, що залучені до транспортування зібраного врожаю і т.д. Тому виникає потреба в доопрацюванні чинної методики та розробці методичних підходів до визначення вартості агрегато-дня утримання сільськогосподарської техніки, чому і присвячена дана стаття.

Під агрегато-днем у даній роботі слід розуміти тривалість одночасної роботи кількох машин технологічно агрегатованих на виконанні однієї або кількох агротехнологічних або зоотехнологічних операцій.

Нормативна вартість агрегато-дня визначається як прямі витрати на експлуатацію машин в складі агрегату за такою формулою:

$$Bad = t_H(1 \times Z + A + П + P_{TOP} + C + K + \Phi),$$

де Bad – вартість агрегато-дня, грн.; t_H - нормативна тривалість агрегато-дня прийнята в господарстві, год.; далі відповідно нормативні погодинні витрати, грн., а саме: Z - витрати на заробітну плату обслуговуючого персоналу; A - амортизаційні відрахування; $П$ - витрати на паливно-мастильні матеріали чи електроенергію; P_{TOP} - витрати на роботи з технічного обслуговування та ремонту агрегату; C - витрати на зберігання та страхування машин, які входять до складу агрегату; K - затрати на погашення кредиту банку (за умови придбання

якихось машин, що входять до складу агрегату за кредитні кошти); Φ - затрати на допоміжні матеріали (плівку, шпагат, дріт тощо); $1,1$ - коефіцієнт, який враховує, що час роботи обслуговуючого персоналу на 10% більший від тривалості роботи агрегату [9].

Витрати на заробітну плату обслуговуючого персоналу обчислюються за такою формулою:

$$З = \sum_{i=1}^n L_i G_i R_{g_i} R_{n_i},$$

де L_i - кількість обслуговуючих працівників, зайнятих на виконанні певного технологічного процесу, яка визначається згідно з інструкцією на експлуатацію машини; G_i - погодинна тарифна ставка оплати праці i -го працівника, яка визначається положенням про оплату праці колективного договору підприємства згідно з галузевою угодою про оплату праці на конкретний період; R_{g_i} - коефіцієнт доплати до часової ставки за класність, стаж роботи тощо, передбачені колективним договором підприємства чи іншими нормативними актами; R_{n_i} - коефіцієнт нарахування на заробітну плату визначений законодавством.

Амортизаційні відрахування обчислюються за формулою:

$$A = \sum_{i=1}^n \frac{B_i a_i}{T_{H_i}},$$

де B_i - балансова вартість i -ї машини в складі агрегату, ($i = 1, 2, \dots, n$); a_i - річна норма амортизаційних відрахувань i -ї машини в складі агрегату за нормативними значеннями; T_{H_i} - нормативне річне завантаження i -ї машини в складі агрегату; n - кількість машин у складі агрегату.

Витрати на паливно-мастильні матеріали або електроенергію (при електроприводі) обчислюються за такою формулою:

$$П = \sum_{j=1}^m 1,1 P_{г_j} \times C_j,$$

де $P_{г_j}$ - витрати j -го виду енергоресурсу (паливного та/або електроенергії) в розрахунку на одну годину роботи агрегату, ($j = 1, 2, \dots, m$); m - кількість видів енергоресурсів, які використовуються під час роботи агрегату; $1,1$ - коефіцієнт, що враховує нормативну вартість мастильних матеріалів (10% до вартості витрат пального; C_j - ціна одного кілограма i -го пального (однієї кВт/год. електроенергії).

Витрати на роботи з технічного обслуговування та ремонту агрегату обчислюються за такою формулою:

$$P = \sum_{i=1}^n \frac{B_i}{T_{H_i}} k_{TOP_i},$$

де $K_{ТОРi}$ - нормативний коефіцієнт відрахування на технічне обслуговування та ремонт i -ї машини в складі агрегату.

Витрати на зберігання та страхування машини обчислюються за такою формулою:

$$C = \sum_{i=1}^n \frac{Cзб_i + Cст_i}{T_{H_i}},$$

де $Cзб_i$ - витрати на зберігання i -ї машини; $Cст_i$ - витрати на страхування лише для i -х машин, що застраховані в установленому порядку.

Витрати на погашення кредиту банку обчислюються за такою формулою:

$$K = \sum_{i=1}^n \frac{Kp_i}{T_{H_i}},$$

де Kp_i - річна сума погашення кредиту за i -у машину.

Витрати на допоміжні матеріали обчислюються за такою формулою:

$$\Phi = \sum_{f=1}^s \Phi_f C_f,$$

де Φ_f - кількість допоміжного f -го матеріалу, який необхідно витратити за годину роботи агрегату, ($f = 1, 2, \dots, s$); s - кількість допоміжних матеріалів; C_f - ціна одиниці допоміжного матеріалу.

У випадку поставки низькоякісної техніки або неякісного технічного сервісу машин споживач згідно чинного законодавства вимагає від постачальника сплатити неустойку. Розмір неустойки визначається як добуток вартості роботи агрегату і кількості днів її простою понад установлені строки відповідно до частини п'ятої статті 14 Закону України "Про захист прав покупців сільськогосподарських машин" [8] і обчислюється за такими формулами:

$$\text{у рослинництві} \quad H = Vad(t_\phi - t_3),$$

$$\text{у тваринництві} \quad H = Vad(t_\phi - t_3) / t_H,$$

де t_ϕ - фактична тривалість простою машини (доба, година); t_3 - установлені Законом строки простою, за які не нараховується неустойка (у рослинництві від трьох до семи діб в залежності від складності поломки, а у міжсезоння - до двадцяти діб, у тваринництві - від 3 до 24 годин); t_H - нормативна тривалість робочого дня агрегату (годин на добу), прийнята у господарстві.

Крім того постачальник машини (виконавець технічного сервісу) зобов'язаний сплатити споживачу збитки від простою машин, включаючи упущену вигоду в частині, не покритій неустойкою.

Висновок. Запропоновано поняття агрегато-дня та розроблені методичні підходи до розрахунку його вартості на основі визначення прямих витрат на експлуатацію машин, які технологічно пов'язані та працюють у складі агрегату, що сприятиме отриманню більш повних та об'єктивних значень при розрахунку показників економічної ефективності використання техніки, а також збитків від простою сільськогосподарських машин та обладнання.

Література

1. Зубець А., Гуков Я., Грицишин М. Актуальні проблеми технічної політики в аграрному секторі України, ННЦ «ІМЕСГ», Глеваха, 2005. 77 с.
2. Артеменко Н.А. Экономическая эффективность использования сельскохозяйственной техники. - М.: Агропромиздат, 1985.-208 с.
3. Власов Н.С. Методика экономической оценки сельскохозяйственной техники. – М.: Колос, 1968. - 223 с.
4. Поліщук М.П., Полешук А.О. Методологія формування нормативів вартості простою зернозбиральних комбайнів// Економіка АПК. – 2003. №10. – с.55-58.
5. Методика обчислення вартості машино-дня та збитків від простою машин. // <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/885-2004-%D0%BF>
6. Войтюк В.Д. Техніко технологічний розвиток системи сервісу енергонасиченої сільськогосподарської техніки. Дис. докт. техн.. наук.- К., 2012 – 452 с.
7. Войтюк П. Еволюція вдосконалення вимог до сільськогосподарської техніки. Техніка і технології АПК, - 2010. №10. с. 23-28.
8. Закон України «Про захист прав покупців сільськогосподарських машин» від 5 червня 2003 року N 900-IV (із змінами, внесеним ЗУ від 16.10.2012 N 5463-VI) <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/900-15>
9. Грицишин М.І., Кудринський Р.Б., Цибуля М.Г. До техніко-економічного аналізу показників енергонасиченої техніки. Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник ННЦ «ІМЕСГ». Випуск 99, том 2. - Глеваха, 2014. – с.124-132.

Рецензент д.т.н. В.О. Шейченко

УДК 631.365.22

© Р.В. Кірчук, к.т.н., А.А. Ящук, В.В. Тарасюк, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ І ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ВІД ВИКОРИСТАННЯ СУШАРКИ НАСІННЯ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

У статті проведено огляд існуючих методів сушіння насіння льону олійного. Запропоновано заходи для зменшення енергетичних витрат на процес сушіння, що полягають у встановленні спіралеподібних активаторів шару матеріалу у камері сушіння. Виконано техніко-економічне обґрунтування та визначено ефект від застосування сушарки запропонованої конструкції.

СУШАРКА, ПАРАМЕТР, ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, ЕНЕРГІЯ, ВИТРАТИ.

Постановка проблеми. Як відомо, несприятливі погодні умови в період збирання сільськогосподарської продукції можуть стати причиною надмірної її вологості. У випадку, коли вологість насіння льону олійного перевищує кондиційну, що є причиною втрати якості під час зберігання, виникає необхідність його сушіння. Зважаючи на властивості насіння льону олійного, процес його сушіння пов'язаний з деякими складностями. Зокрема, сушіння в нерухомому шарі насіння льону є неефективним. Це пов'язано з формою насіння і його дрібними розмірами, що створе значний опір повітряному потоку.

Аналіз досліджень і публікацій. Проблеми із застосуванням відомих конвективних зерносушарок барабанного і шахтного типу для сушіння насіння льону олійного зумовлені необхідністю його перемішування в процесі сушіння. Варто зазначити, що насіння льону олійного після збирання врожаю має високий ступінь забруднення, крупні домішки і, у випадку потрапляння в сушарку, негативно впливають на технологічний процес, сприяють утворенню застійних зон та перегрівання матеріалу, а невеликі розміри насіння роблять його дуже чутливим до високих температур.

Мета дослідження. Виконати аналіз методів і засобів сушіння насіння льону олійного, розглянути способи інтенсифікації процесу шляхом застосування спіралеподібних активаторів у камері сушіння та визначити економічний ефект від використання запропонованої сушарки.

Результати дослідження. З врахуванням особливостей насіння льону олійного, як об'єкта сушіння, а також зважаючи на

недоліки існуючих типів сушарок, що застосовуються для сушіння цього матеріалу, була запропонована конструкція сушарки [1], сушильна камера якої зображена на рис. 1.

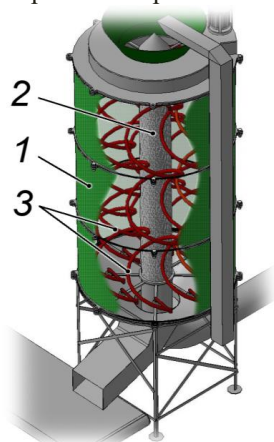


Рис.1 - Сушильна камера сушарки насіння льону олійного: 1 – зовнішня перфорована стінка сушильної камери; 2 – перфорована колона сушильної камери для подачі сушильного агента; 3 – спіральні активатори для розпушування і перемішування матеріалу

Сушарка працює наступним чином. Матеріал подається в сушильну камеру через завантажувальний пристрій у верхній частині сушарки. Вентилятором нагнітається атмосферне повітря і за допомогою теплогенератора нагрівається до потрібної температури. Після цього, сформований сушильний агент подається у перфоровану колону 2, розміщену в центрі циліндричної камери, звідки потрапляє в сушильну камеру і проходить крізь матеріал за всією його висотою, забирає надлишкову вологу і відводиться з сушильної камери через перфоровану стінку 1. В сушильній камері встановлені робочі органи 3, виконані у формі профіля, закрученого за циліндричною гвинтовою лінією. В результаті обертання робочих органів 3 в напрямку, що забезпечує переміщення їх витків догори, матеріал, який перебуває в сушильній камері перемішується. Під дією гравітації і в результаті постійного перемішування матеріал поступово переміщується донизу, одночасно досягаючи кондиційної вологості. Після цього, матеріал вивантажується за допомогою вивантажувального пристрою. Конструкція робочих органів для перемішування матеріалу забезпечує низький рівень пошкодження насіння, а їх розміщення в сушильній

камері – рівномірне перемішування матеріалу. Це призводить до інтенсифікації процесу виділення вологи, забезпечується висока енергоефективність і продуктивність сушіння. Необхідна тривалість перебування матеріалу в сушильній камері контролюється вивантажувальним пристроєм.

Конструкція даної сушарки передбачає можливість її роботи в двох режимах (рис.2):

- порційний – один цикл роботи сушарки передбачає завантаження об'єму сушильної камери вологим матеріалом, його доведення до кондиційної вологості і вивантаження сухого матеріалу. Даний режим ефективний при невеликій кількості матеріалу, вологість якого необхідно знизити;
- поточковий – матеріал подається в сушильну камеру і вивантажується з неї безперервно, переміщуючись сушильною камерою від зони завантаження до зони вивантаження, сушиться і досягає кондиційної вологості. Даний режим доцільно застосовувати при великих кількостях матеріалу, що піддається сушінню.

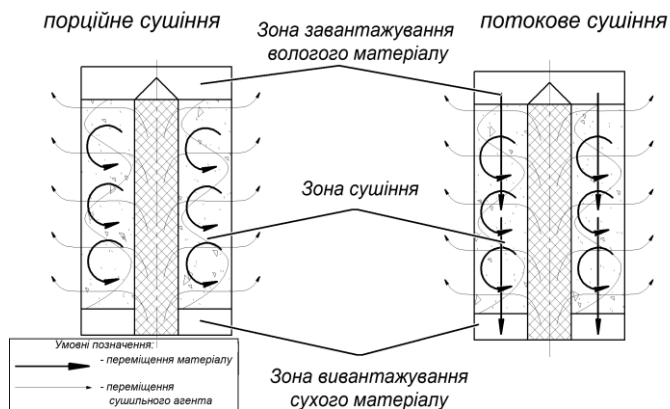


Рис. 2 - Режими роботи сушарки насіння льону олійного

Застосування запропонованої конструкції сушарки дозволяє збільшити коефіцієнт заповнення сушильної камери в порівнянні з існуючими сушарками. Застосування активних спіральних робочих органів забезпечує ефективне розпушування і перемішування матеріалу в процесі сушіння у всьому об'ємі сушильної камери, що сприяє ефективній вологовіддачі, рівномірності нагрівання матеріалу

від центру до периферії сушильної камери і високій рівномірності сушіння. Форма активних робочих органів мінімізує можливість механічного пошкодження в процесі перемішування насіння.

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень та аналізу роботи сушарки [2,3,4] у табл.1. представлені значення раціональних параметрів сушарки насіння льону олійного і її технічні характеристики.

Таблиця 1 - Рекомендовані параметри та технічна характеристика сушарки насіння льону олійного

Параметри сушарки		Позн.	Величина
Зовнішній діаметр сушильної камери		D_1	1,2 м
Внутрішній діаметр сушильної камери		D_2	0,2 м
Висота сушильної камери		H	1,5 м.
Частота обертання активних робочих органів		n	6 хв. ⁻¹
Кількість активних робочих органів		$n_{p.o.}$	6
Крок спіралі активного робочого органа		k	0,4 м ²
Діаметр спіралі активного робочого органа		d_c	0,3 м
Продуктивність сушарки насіння льону олійного при зниженні відносної вологості від 14 до 9 %		P_c	0,89 т/год
Питома витрата	рідкого палива	b	2,77 кг/т с. м.
	електроенергії на нагрівання повітря	N_e	27,16 кВт/ т с. м.
Питома витрата електроенергії (на роботу електродвигунів)		b_e	0,62 кВт
Питома споживання електроенергії на привод вентилятора і активних робочих органів		$N_{п}$	0,7 кВт/т с. м.

Економічна ефективність сушарки насіння льону олійного визначалась у порівнянні з барабанною сушаркою СБ-0,5, яку прийнято за базову. Розрахунок економічної ефективності проводився згідно із методикою [5].

Згідно з прийнятою методикою, економічна ефективність застосування нової сушарки повинна бути відображена такими основними показниками:

- повна собівартість виконуваних базовою та новою сушарками робіт;
- експлуатаційні витрати на утримання базової і нової сушарок;
- питомі капіталовкладення в сфері експлуатації базової та нової сушарок;
- питома матеріаломісткість базової і нової конструкції сушарок;
- річна економія коштів на експлуатаційних витратах при використанні нової сушарки.

Виходячи з експлуатаційних показників роботи базового і нового варіанту сушарки, нормативно-довідкових даних, цін на сільськогосподарську техніку, паливно-мастильні матеріали та інше, сформовано таблицю вихідних даних (табл.2).

Таблиця 2 - Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Показник	Один. виміру	Машина	
		Базова	Нова
1	2	3	4
Продуктивність сушарки для насіння льону олійного	кг/год.	500	880
Тривалість роботи сушарки протягом року	днів	45	45
Чисельність обслуговуючого персоналу	людей	2	2
Маса сушарки в зборі	кг	750	610
Чиста маса сушарки без покупних частин	кг	670	550
Відпускна ціна сушарки	грн.	23000	-
Собівартість сушарки	грн.	19170	-
Вартість матеріалів у собівартості сушарки	грн.	17300	-
Потужність на привод сушарки	кВт	-	0,62
Потужність на привод вентилятора	кВт	1	0,37
Потужність калорифера	кВт	22,5	27,2
Вартість електроенергії	грн./ (кВт-год.)	0,88	0,88

Продовження табл. 2

1	2	3	4
Коефіцієнт відрахувань на додаткову заробітну плату	%	20	20
Коефіцієнт відрахувань на соціальні потреби	%	37,84	37,84
Вартість покупних виробів нової сушарки	грн.	-	6300
Коефіцієнт конструктивної складності	-	-	1,2
Коефіцієнт зміни, залежно від обсягу випуску	-	-	1,1
Коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат	-	-	1,1
Кількість вентиляторів	шт.	1	1
Кількість калориферів	шт.	1	1
Норматив витрат праці на підготовку сушарки до зберігання	люд.-год.	5	5
Годинна тарифна ставка слюсаря	грн.-год.	3,21	3,21
Годинна тарифна ставка працівника	грн.-год.	2,92	2,92
Витрати на матеріали, що використовуються при експлуатації сушарки	грн.	13,02	12,3
Норматив галузевої рентабельності	%	25	25
Податок на додану вартість	%	20	20
Торгівельна націнка посередницької організації	%	20	20
Нормативний коефіцієнт відрахувань на реновацію	%	14,2	14,2
Норматив відрахувань на капітальний, поточний ремонт та техогляд сушарки	%	14	14

Отримані результати розрахунку (табл.3) вказують на доцільність використання нової сушарки, яка дає річну економію грошових засобів на експлуатаційних витратах 12289 грн.

Таблиця 3. Показники економічної ефективності

Показник	Один. виміру	Машина		Різниця (±)
		Базова	Нова	
Продуктивність сушарки	кг/год.	500	880	+380
Річний обсяг робіт	т/рік	360	663,6	+303,6
Чисельність обслуговуючого персоналу	чол.	2	2	-
Затрати праці на сушіння	люд.-год./кг	2×10^{-3}	$1,136 \times 10^{-3}$	$-0,86 \times 10^{-3}$
Річна економія затрат праці при застосуванні нової сушарки	люд.-год.	-	236,3	-
Собівартість сушіння	грн./кг	0,094	0,046	-0,048
Експлуатаційні витрати на сушарку	грн./кг	0,084	0,04	-0,044
Річна економія грошових засобів на експлуатаційних витратах при застосуванні нової сушарки	грн.	-	12289	-
Питомі капіталовкладення в сфері експлуатації сушарки	грн./кг	0,064	0,046	0,018
Питома металомісткість технологічного процесу сушіння	кг/кг	$2,1 \times 10^{-4}$	$9,6 \times 10^{-4}$	$-7,5 \times 10^{-4}$
Термін окупності	роки	-	2,388	-

Для перевірки якості роботи запропонованої сушарки проведено її випробування.

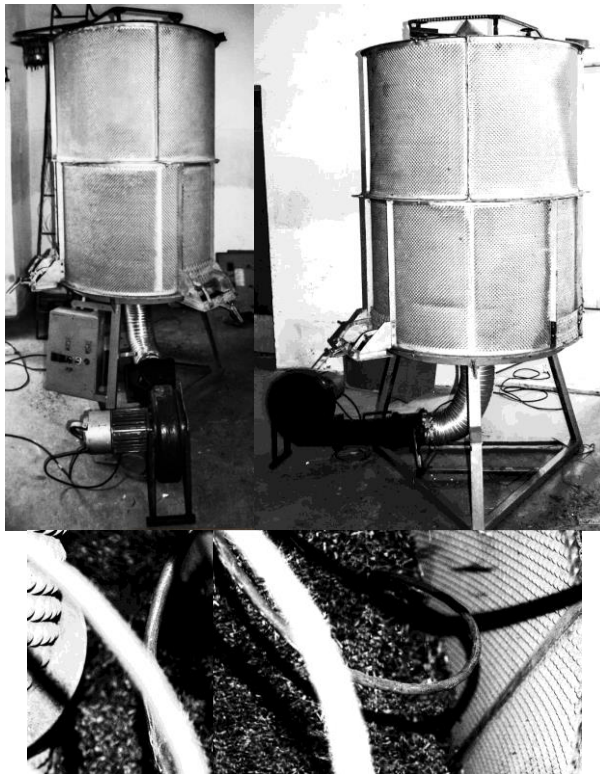


Рис. 3 - Сушарка насіння льону олійного

Дослідження проводилися на насінні льону олійного сорту «Південна ніч» одержаного при однофазному збиранні з вмістом домішок в насінні 35-40%. Початкова вологість вороху насіння льону олійного становила 14%, щільність матеріалу – 350 кг/м³. Встановлена початкова схожість насіння – 95%. Сушіння проводилось при температурі сушильного агента – 45°C, атмосферного повітря – 18±20°C. Швидкість сушильного агента на виході через зовнішню стінку сушильної камери становила 0,6 м/с. Тривалість сушіння – 15хв.

Висновки. В результаті перевірки роботи сушарки встановлено, що обґрунтовані теоретично і експериментально геометричні параметри сушарки, а також прийнятні режимні параметри сушіння забезпечують ефективне перемішування і розпушування матеріалу в сушильній камері, переміщення матеріалу та його вивантаження без утворення застійних зон. Сушіння на сушарці даного

типу забезпечує рівномірне просушування матеріалу. При сушінні від початкової вологості матеріалу 14% і температурі сушильного агента на вході в сушильну камеру 45°C, частоті обертання активних робочих органів 6 хв⁻¹ з кроком спіралі 0,4 м, діаметром спіралі 0,3 м і міжосьовою відстанню між двома сусідніми робочими органами 0,5 м відбувалось зниження вологості до 9%.

Результати господарсько-лабораторних досліджень сушіння бороху насіння льону олійного в запропонованій сушарці (рис.3) підтверджують ефективність і доцільність використання даної сушарки.

Література

1. Пат. № 69227 Україна, МПК (2006) F26 B17/12, F26 B17/18. Сушарка для сипких матеріалів / Ящук А.А., Кірчук Р.В., Дідух В.Ф. заявник і власник патенту Луцький національний технічний університет.; заявл. 26.09.2011.; опубл. 25.04.2012, бюл. № 8

2. Ящук А.А. Дослідження процесу сушіння насіння льону олійного з розробкою конструкції сушарки / А.А. Ящук, Р.В. Кірчук, О.В. Голій // Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Технічні науки «Механізація сільськогосподарського виробництва». — 2011. — Т.1. № 107. — С. 250—258.

3. Ящук А.А. Розрахунок продуктивності та обґрунтування енергозатрат сушарки для сипких матеріалів зі спіралеподібними робочими органами / А.А. Ящук, Р.В. Кірчук, О.В. Голій // Сільськогосподарські машини. 36. Наук. ст. – Т.ІІ, Вип. 21 – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011 – С. 272 – 278.

4. Ящук А.А. Обґрунтування параметрів спіралеподібних робочих органів сушарки для насіння льону олійного / А.А. Ящук, Р.В. Кірчук // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету [Текст] : серія: Технічні науки. – Вінниця : Видавничий центр ВНАУ, 2012. – Вип. 10 Т.2. (59), – С. 96 – 101.

5. Шведик М. С., Методика розрахунку економічного ефекту конструкторської розробки дипломного проекту. Методичні вказівки до обґрунтування економічної частини дипломного проекту для студентів спеціальності 7.090215 “Машини і обладнання сільськогосподарського виробництва” машинобудівного факультету денної і заочної форм навчання. / М. С. Шведик, В. І. Ткачик – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – 40с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 620.191.33:620.193

© П.В. Попович, к.т.н.

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ РАМ РОЗКИДАЧІВ ДОБРІВ З ВРАХУВАННЯМ УМОВ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Розроблена методика для визначення ресурсу балкових елементів металоконструкцій рам розкидачів добрив за дії циклічного згину і корозійно агресивних середовищ. Довговічність балкових елементів металоконструкцій рам розкидачів добрив представлена як сума періодів зародження і докритичного росту корозійно-втомних тріщин. На основі раніше отриманих автором результатів записані математичні моделі для визначення періодів зародження і докритичного росту в металевих матеріалах корозійно втомних макротріщин. За корозійно агресивні середовища тут прийняті розчини добрив.

ЕЛЕМЕНТИ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ РАМ РОЗКИДАЧІВ ДОБРІВ, ДОБРІВА, КОРОЗІЙНО АГРЕСИВНЕ СЕРЕДОВИЩЕ, ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС БАЛКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ.

Постановка проблеми. Під час робочого циклу металоконструкції сільськогосподарських машин піддаються негативному впливу атмосфери, ґрунту, отрутохімікатів, органічних і мінеральних добрив. Так, на машини для захисту рослин і для внесення рідких добрив впливає рідинна й атмосферна корозія. Ґрунтообробна техніка піддається абразивному і корозійному зношуванню. Машинно-тракторний парк піддається, з одного боку, механічному зношуванню у період використання, з іншого - корозійному руйнуванню під дією природних чинників (дощу, сонця, вітру і т. д.) та корозії у неробочий період. Особливо уражаються металеві частини сільськогосподарських машин, що піддаються корозії, швидкість якої збільшується при зіткненні з ґрунтом, рослинністю, отрутохімікатами, добривами, а також при порушенні лакофарбового шару. Через корозійне руйнування відбувається до 33% відмов сільськогосподарських машин. Міцність вуглецевих сталей, сірого чавуну знижується на 40-55%, знос сполучених деталей збільшується удвічі-четверо. Щорічно сільське господарство країни несе величезний матеріальний збиток від недотримання правил зберігання і порушення антикорозійного

захисту. Для прогнозування виходу з ладу сільськогосподарських машин важливе значення має розробка методів прогнозування їх залишкового ресурсу з врахуванням дії на них експлуатаційних навантажень і корозійно агресивних середовищ.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. *Основи методики визначення ресурсу типових тонкостінних балкових елементів металоконструкцій сільськогосподарських машин.* Сільськогосподарські машини працюють в умовах змінних в часі навантажень і корозійно агресивних середовищ. В результаті цього проходить втомне руйнування їх основних несучих елементів. Таке втомне руйнування відноситься до найбільш поширених видів сповільненого руйнування. На початковій стадії процесу руйнування майже завжди спостерігається поступове виникнення і накопичення мікро дефектів. Якщо розміри цих дефектів співставимі з характерними розмірами мікроструктури (наприклад, величиною зерна), то така стадія називається стадією зародження тріщини або інкубаційним періодом. Закінчується він локалізацією процесу розсіяного руйнування з виникненням ростучої макротріщини. Часто основну частину часу довговічності матеріалу займає не зародження мікротріщин, а наступний період повільного квазістатичного зростання тріщини від початкового до критичного розміру. Кінцевою стадією динамічного росту тріщини є повне руйнування, часто – це катастрофа, якої і потрібно уникнути.

Діаграма втоми. Основним базисним документом, що дає уяву про опір втомному руйнуванню досліджуваного матеріалу у виробі чи у зразку, служить діаграма втоми (чи крива Велера) [1]. Її будують на основі використання 8 – 10 і більше зразків, досліджених при різних напруженнях σ з дотриманням ідентичності частоти, форми циклу і коефіцієнта асиметрії циклу R . Діаграма втоми носить зазвичай специфічний асимптотичний характер з виходом її нижньої частини на рівень напружень σ_R , при якому деталь чи зразок не руйнується (рис.1).

Вказане максимальне напруження σ_R , що відповідає заданій базі випробувань, називають межею витривалості. При симетричному циклі навантаження межу витривалості звичайно позначають σ_{-1} (індекс від значення коефіцієнта асиметрії $R = -1$). Діаграми втоми найчастіше будують в координатах $\sigma - \lg N$ і значно частіше в координатах $\sigma - N$ чи $\lg \sigma - \lg N$.

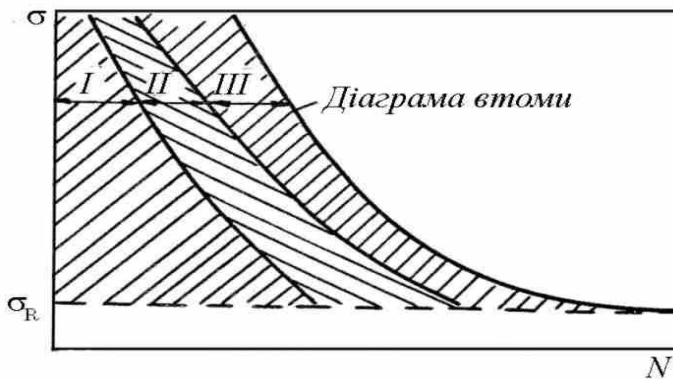


Рис. 1 - Стадії процесу втоми: I – зміцнення, розміцнення; II – зародження тріщини; III – поширення тріщини

Внаслідок циклічного навантаження у металі накопичується пошкодженість, яка проявляється по-різному у різних діапазонах прикладених напружень, що відповідають області мало- і багато циклової втоми. Процес втоми ділиться на три стадії [1-3]:

1. протікання у металі процесів зміцнення, а також розміцнення, які можуть мати різні закономірності залежно від природи металу та умов навантаження;
2. утворення тріщин у невеликих при поверхневих об'ємах металу, що супроводжується виникненням концентраторів напружень в цих об'ємах;
3. поширення тріщин (тріщини), що закінчується повним руйнуванням зразка чи виробу.

Схематичне представлення інтервалів довговічності, що відповідають вказаним стадіям, подано на рис. 1. У зв'язку з тим, що механіка руйнування вивчає переважно третю стадію втоми, у літературі [4] також зустрічається поділ процесу втоми на дві стадії: зародження тріщини (їй відповідає кількість циклів N_s і поширення її N_d). Відносна тривалість стадії поширення тріщини N_d у повній довговічності виробу N_p може змінюватись в широких межах (від 5 до 95%) і залежить від природи і структури матеріалу, відносного рівня прикладених навантажень, характеру напруженого стану (в тому числі вихідної концентрації напружень), активності робочого середовища та інших факторів. Оскільки зародження втомної тріщини визначається накопиченням мікро пластичної деформації, стадія утворення тріщини у більшості металів і сплавів із середньою і високою пластичністю

контролюється рівнем виникаючих при навантаженні дотичних напружень.

Таким чином, інтенсивне утворення втомної мікро тріщини спостерігається в глибині площин ковзання у напрямі максимальних дотичних напружень. У свою чергу, поширення утвореної магістральної тріщини пов'язане з переорієнтацією площини декогозії у площину максимальних нормальних напружень. На цій властивості базується один з методів розділення стадії ініціювання і поширення втомної тріщини.

Мікротріщини втоми, що спочатку виникли у смугах ковзання, продовжують свій розвиток у межах цих смуг у напрямку дії максимальних дотичних напружень. При одновісному навантаженні розтягом-стиском цей напрям відповідає площинам, розміщеним під кутом 45° до бокової поверхні зразка. Співпадіння площини поширення тріщини з напрямом дії максимальних дотичних напружень пояснюється тим, що в кожному окремому зерні полікристалу є достатня кількість потенціальних систем активного ковзання, що дозволяє задіяти площини, які найсприятливіше орієнтовані для реалізації зсуву. У зв'язку з таким характером розвитку пошкоджуваності початковий ріст тріщин можна назвати кристалографічним.

На поверхні гладкого зразка при циклічному навантаженні виникає значна кількість мікротріщин, однак більшість із них припиняє свій ріст, досягнувши довжини, що не перевищує десяти мікрометрів. Деякі мікро тріщини продовжують свій розвиток, об'єднуючись між собою, а також за рахунок поглиблення у площині дії початкових екструзій та інтрузій. Із ростом довжини відбувається переорієнтація зсувової тріщини у площину дії максимальних напружень розтягу. Таким чином, закінчується I стадія кристалографічного поширення тріщини, яка звичайно не перевищує десятих частин міліметра. Стадія субкритичного поширення тріщини (II стадія), що протікає за схемою нормального відриву, закінчується при досягненні тріщиною критичної довжини, що відповідає спонтанному короточасному руйнуванню (долому) всього зразка. Зсувова тріщина, що розвивається на I стадії втоми, називається тріщиною Форсайта [2], по імені дослідника, котрий систематично вивчав початкову стадію втомної пошкоджуваності. Перехід від I до II стадії руйнування пов'язаний зі зміною траєкторії тріщини, його оцінка металографічними чи іншими доступними способами є утруднена, у зв'язку із цим розподілити періоди зародження і поширення тріщини при втомі металів дуже складно. На даний час це принципове питання не вирішене.

Основні етапи корозійно-втомного руйнування конструкцій. Корозійне середовище як додатковий фактор при втомі металів звичайно значно зменшує опір появи початкових тріщин. Одні автори скорочення етапу зародження тріщини пояснюють електрохімічною гетерогенністю матеріалу в активних в площинах ковзання, що призводить до утворення піттингів (останні самі по собі можуть бути як вихідними дефектами, так і додатковими концентраторами напружень). Інші автори пов'язують пришвидшення зародження тріщин з розміщенням захисних плівок на поверхні металу. Такі плівки утворюються у зв'язку із витримкою зразка в корозійному середовищі, однак вони піддаються руйнуванню у лініях інтенсивного ковзання. Виникає гальванопара з малою анодною ділянкою в зоні руйнування плівки і значною катодною, якою служить суцільний оксидний шар на поверхні зразка. Таким чином, пришвидшується локальне розчинення металу в смугах ковзання, період зародження N_3 суттєво скорочується. Основні несучі елементи металокопункцій сільськогосподарських машин є в більшості випадків тонкостінні стержневі елементи і в основному піддані дії згину змінними в часі навантаженнями. Ресурс металокопункції визначається ресурсом найслабшої ланки, тобто одним із найбільш навантажених її елементів. Згідно сучасної теорії втоми (механіки сповільненого руйнування елементів конструкцій при змінних навантаженнях [1, 4-10]) ресурс елемента конструкції N_p при змінних навантаженнях визначається так

$$N_p = N_3 + N_d. \quad (1)$$

де N_3 - період зародження втомної тріщини; N_d - період її докритичного росту.

Це означає, що втомне руйнування елемента конструкції проходить дві стадії: зародження втомної тріщини і її до критичний ріст. Тому з точки зору стадійності втомного руйнування існує три способи розрахунку ресурсу елемента конструкції:

1) ресурс елемента конструкції N_p визначається в основному періодом зародження тріщини N_3 і тільки незначна доля його займає її ріст, при цьому

$$N_p \approx N_3;$$

2) в елементі конструкції є невелика тріщина і його ресурс визначається в основному періодом її докритичного росту, тобто

$$N_p \approx N_d;$$

3) період зародження тріщини N_3 і період її докритичного росту N_d займають спів мірні долі довговічності елемента конструкції і тому його ресурс N_p буде визначатися співвідношенням (1).

Визначення періоду зародження тріщини. Відносне значення періоду N_3 зародження тріщини до повної довговічності N_p елемента конструкції може змінюватися в широких межах (від 5 до 95%) в залежності від природи і структури матеріалу, відносно рівня прикладених напружень, характеру напруженого стану, активності зовнішніх середовищ і інших факторів [1, 4, 5, 7].

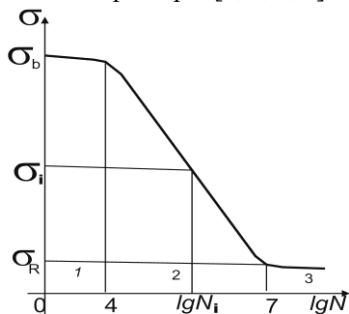


Рис. 2 - Діаграма втоми матеріалів (діаграма Велера) : 1- ділянка мало циклової втоми; 2- ділянка обмеженої довговічності; 3 – ділянка за границею втоми

Для бездефектних елементів конструкцій при їх одновісному розтязі або згині основним базовим документом для визначення періоду зародження втомної тріщини служить діаграма втоми матеріалів або крива Велера (Рис. 2) [1, 4, 5, 7]. Діаграму втоми матеріалів, як правило [4, 7, 8, 10], будують із заданою для досліджуваного елемента конструкції частотою, середовищем, формою циклу і коефіцієнтом його асиметрії R в координатах $\sigma \sim \lg N$, де величина напружень σ змінюється в межах $\sigma_b \geq \sigma \geq \sigma_R$, тут σ_b - границя міцності матеріалу; σ_R - максимальне значення напружень (границя втоми матеріалу), при якому досліджуваний зразок витримає задане число навантажень, що називається базою випробувань. Величина σ_R визначається при заданій асиметрії циклу R . Якщо цикл навантаження симетричний ($R = -1$), то границя втоми позначається σ_{-1} . Для багатьох матеріалів база випробувань приймається 10^7 циклів.

Діаграму втомти, що зображена на рис. 2, можна розділити на три частини: 1 – область мало циклової втомти, де кількість циклів навантаження змінюється в межах $0 \leq N \leq 10^4$; 2 – область обмеженої довговічності, де кількість циклів навантаження змінюється в межах $10^4 \leq N \leq 10^7$; 3 – область за границею втомти $N \geq 10^7$.

Як впливає з аналізу експлуатаційних параметрів роботи елементів металоконструкцій сільськогосподарських машин [11], навантаження більшості з них знаходиться в межах обмеженої довговічності. Тому розрахунок періоду зародження тріщини для таких елементів будемо провадити, виходячи із залежностей $\sigma \sim \lg N$ для області обмеженої довговічності. На основі результатів робіт [4, 7, 8, 10] можна зробити висновок, що ця залежність буде приблизно лінійна і аналітично її можна представити так

$$\frac{\sigma_0}{\sigma} = \lg \frac{N}{N_0}. \quad (2)$$

Тут σ_0, N_0 - характеристики втомного руйнування матеріалів в межах області обмеженої довговічності ($10^4 \leq N \leq 10^7$), які визначаються на основі експериментальних досліджень. Тоді період зародження втомної тріщини N_3 в елементі конструкції, в якому зовнішнє навантаження викликає амплітуду змінних в часі напружень σ_i , буде визначатися на основі (2) (див. також рис. 2) наступним чином

$$N_3 = N_0 10^{\sigma - \sigma_0}. \quad (3)$$

Таким чином, для визначення періоду $N = N_3$ зародження корозійної макротріщини в елементі конструкції необхідно з експерименту визначити характеристики σ_0, N_0 області обмеженої довговічності діаграми Веллера. Методика таких експериментальних досліджень в умовах дії корозійно агресивних середовищ і знайдені з її допомогою відповідні значення характеристик для матеріалів металоконструкцій рам розкидачів мінеральних добрив представлені в роботі [12].

Визначення періоду докритичного росту корозійно втомної тріщини. Розглянемо тонкостінний балковий елемент конструкції, в якому зародилася макротріщина початкової довжини l_0 і який підданий зовнішнім циклічним навантаженням, що викликають напружено-деформований стан симетричний відносно площини розміщення тріщини. Вважається також, що в тріщину попадає

корозійно агресивне середовище, яке разом з циклічними навантаженнями викликає поширення корозійно-втомної тріщини. Задача полягає у визначенні періоду докритичного росту корозійно-втомної тріщини $N = N_D$, що зародилася в такому елементі конструкції. Для розв'язку такої задачі скористаємося теорією, яка розвинута в роботі [13]. При цьому вважається, як це показано в [12] експериментальними дослідженнями на сталях рам розкидачів добрив, що кінетична діаграма поширення корозійно втомної тріщини має ділянку плато при нижньому пороговому значенні. Тоді визначення періоду $N = N_D$ докритичного росту корозійно втомної тріщини зведемо до наступної математичної задачі [13]

$$V = V_c, K_{sc} < K_{I_{\max}} \leq K_{I_i}; \quad (4)$$

$$\frac{dl}{dN} = \beta_1(1-R)^4 (K_{I_{\max}}^4 - K_{I_{th\max}}^4)(K_{fc}^2 - K_{I_{\max}}^2)^{-1}, K_{I_i} < K_{I_{\max}} < K_{fc},$$

із заданими початковою і кінцевою умовами

$$N = 0, l(0) = l_0; N = N_D, l(N_D) = l_*, K_{I_i}(l_*) = K_{fc}. \quad (5)$$

де $K_{I_{\max}}$ - максимальне значення коефіцієнта інтенсивності напружень за цикл; $K_{fc}, K_{I_{th\max}}$ - його відповідно верхнє і нижнє порогові значення на кінетичних діаграмах поширення втомної тріщини; $R = K_{I_{\min}} / K_{I_{\max}}$ асиметрія циклу навантаження; V_c - постійне значення швидкості припорогового поширення корозійно втомної тріщини до перетину з діаграмою втомного поширення тріщини при певному значенні коефіцієнта інтенсивності напружень $K_{I_{\max}} = K_{I_i}$ [13]; β_1 - характеристика корозійно втомного руйнування матеріалу, яка знаходиться експериментально.

Таким чином, якщо експериментально знайдені характеристики $V_c, \beta_1, K_{fc}, K_{I_{th\max}}, K_{I_i}$, то період $N = N_D$ докритичного росту корозійно-втомної тріщини в досліджуваному елементі знаходиться при розв'язуванні математичної задачі (4), (5).

Мета дослідження - створення і застосування методики до розрахунку довговічності типових елементів металоконструкцій рам розкидачів мінеральних і органічних добрив.

Результати досліджень. Визначення довговічності профіля за дії циклічного навантаження і корозійно агресивного середовища. В металоконструкціях рам сільськогосподарських машин часто використовуються стержневі елементи, поперечний переріз яких є профіль. Максимальні розтягуючі напруження в поперечному перерізі

такого елемента при його згині можна обчислити на основі відомої формули згину балок [14]

$$\sigma = \frac{M}{W_x}, \quad (6)$$

де M - величина згинаючого моменту, W_x - момент опору поперечного перерізу при згині.

Тому такий елемент будемо розглядати як балку, поперечний переріз якої профіль і яка згинається циклічно моментом M (рис. 3). Геометричні параметри січення балки зображені на рис. 3. Задача полягає у визначенні довговічності даної балки, тобто $N = N_p$.

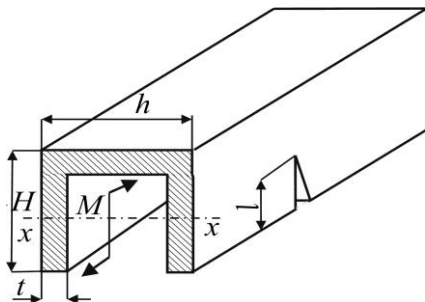


Рис. 3 - Схема циклічного згинання тонкостінного профіля

Розв'язок задачі здійснюємо на основі формули (1), тобто представляємо у вигляді суми періодів зародження втомної тріщини N_3 і її докритичного росту N_d .

Величину N_3 знаходимо на основі формул (3) і (6). В результаті цього отримаємо

$$N_3 = N_0 10^{M^{-1} W_x \sigma_0}. \quad (7)$$

Тут момент W_x опору поперечного перерізу балки при згині визначається на основі результатів роботи [14] так

$$\begin{cases} W_x = \frac{J_x}{y_1^1}, y_1^1 = \frac{ht + 2H^2 - 2t^2}{2h + 4H - 4t}, y_1^1 = H - y_1, \\ J_x = 0,08[ht^3 + 2t(H-t)^3] + ht(y_1 - 0,5t)^2 + 2t(H-t)[0,5(H-t) + t - y_1]. \end{cases} \quad (8)$$

Знайдемо тепер період докритичного росту втомної тріщини, яка зародилася. Скористаємося для цього математичною моделлю (4), (5). В результаті цього, проінтегрувавши диференціальне рівняння (4)

за початкових і кінцевих умов (5), для визначення періоду докритичного росту втомної тріщини N_D отримаємо формулу

$$N_D = \frac{l_i - l_0}{V_c} + \frac{1}{\beta_1(1-R)^4} \int_{l_0}^{l_i} \frac{K_{fc}^2 - K_{lmax}^2}{K_{lmax}^4 - K_{th}^4} dl. \quad (9)$$

Тут довжина тріщини l_i визначається із рівняння

$$K_I(l_i) = K_{li}. \quad (10)$$

Отже, задача звелася до визначення коефіцієнта інтенсивності напружень $K_{I_{max}}$ для силової схеми навантаження згину балки з тріщиною, що зображена на рис. 3. Цю нову задачу з визначення $K_{I_{max}}$ розв'язуємо з допомогою наступних міркувань. Для багатьох випадків елементів металоконструкцій великі розміри тріщин не допускаються, навіть коли вони не є критичними. Тоді наближене визначення коефіцієнта інтенсивності напружень K_I може бути більш спрощене і зведене до наступного. Нехай тонкостінний елемент металоконструкції з поверхневою тріщиною довжини l_0 навантажений так, що напружено-деформований стан в ньому симетричний відносно лінії розміщення тріщини. Одним із граничних станів для даного випадку при визначенні величини K_I буде півплощина з поверхневою тріщиною [5, 8]

$$K_I = 1,12\sigma\sqrt{\pi l_0}. \quad (11)$$

Враховуючи це, представимо КІН для тріщини у вигляді

$$K_I = \sigma\sqrt{\pi l_0} (1,12 + F(\varepsilon)), \quad (12)$$

де $\varepsilon = l_0 / D$; D - периметр поперечного перерізу розглядуваного елемента конструкції по лінії розміщення тріщини; σ - аналогічно попередньому, максимальне значення номінального напруження у місці розміщення тріщини; $F(\varepsilon)$ - деяка безрозмірна функція, причому $F(\varepsilon) \rightarrow 0$ при $\varepsilon \rightarrow 0$. В кожному конкретному випадку функція $F(\varepsilon)$ визначається по різному в залежності від специфіки елемента конструкції і наявній в ньому тріщині.

Для визначення K_I в профільї з боковою тріщиною скористаємося інтерполяційною формулою (12), вважаючи, що K_I для нашого випадку буде приблизно такий, як і у випадку згину моментом M смуги з поверхневою тріщиною довжини l_0 такої ж товщини t і моментом опору поперечного перерізу W_x . Представляючи функцію

$F(\varepsilon)$ поліномом по степеням ε ($\varepsilon = l_0 / H$) і порівнюючи (12) до відповідного розв'язку [15, 16] чистого згину смуги з поверхневою тріщиною l_0 при $\varepsilon \approx 0,5$, знайдемо наступну формулу для наближеного визначення величини K_f

$$K_f = \sigma \sqrt{H \pi \varepsilon} [1,12 + F(\varepsilon)], \quad (13)$$

де $\sigma = \frac{M}{W_x}$, $F(\varepsilon) = 0,52\sqrt{\varepsilon} (1 + 6,42\varepsilon^2 - 6,53\varepsilon^3 + 5,86\varepsilon^4)$.

Підставляючи (13) в (9), для визначення періоду докритичного росту тріщини N_d отримаємо наступну формулу

$$N_d = \frac{l_i - l_0}{V_c} + \frac{K_{fc}^2 H}{\beta_1 K_{th}^4 (1-R)^4} \int_{\varepsilon_i}^{\varepsilon_*} \frac{1 - f_1(\varepsilon)}{f_2(\varepsilon) - 1} d\varepsilon, \quad (14)$$

де $\varepsilon_* = \frac{l_*}{h}$, $\varepsilon_i = \frac{l_i}{h}$, $f_1(\varepsilon) = \frac{\pi \varepsilon \sigma^2 H}{K_{fc}^2} [1,12 + F(\varepsilon)]^2$,

$$f_2(\varepsilon) = \frac{\pi^2 \varepsilon^2 \sigma^4 H^2}{K_{th}^4} [1,12 + F(\varepsilon)]^4.$$

Отримані таким чином співвідношення (1), (7) і (14) дають можливість представити ресурс N_p досліджуваної балки в такому вигляді

$$N_p = N_0 10^{M^{-1} W_x \sigma_0} + \frac{l_i - l_0}{V_c} + \frac{K_{fc}^2 H}{\beta_1 K_{th}^4 (1-R)^4} \int_{\varepsilon_i}^{0,5} \frac{1 - f_1(\varepsilon)}{f_2(\varepsilon) - 1} d\varepsilon. \quad (15)$$

Для того, щоб скористатися формулою (15), необхідно знайти експериментально характеристики матеріалу $N_0, \sigma_0, V_c, K_{th}, K_{fc}, K_{th}, \beta_1$, а також геометричні параметри балки і її навантаження. Окрім цього у формулу (15) входить величина l_0 . Ця величина є досить мала порядку розміру структурного параметру матеріалу [17]. Але для практичного розрахунку, щоб зароджену тріщину вважати макроскопічною і правомірно користуватися формулою (15) можна вибирати величину l_0 не менше двох міліметрів. В такому випадку розрахована величина N_p буде дещо занижена, тобто отримана похибка піде в запас довговічності балки.

Приклад. Розглянемо приклад розрахунку довговічності $N = N_p$ елемента рамних конструкцій розкидачів добрив, тонкостінного коритного профіля із сталі 3 січенням $180 \times 80 \times 5$, який згинається циклічно моментом з амплітудою M за схемою,

представленою на рис. 3. При цьому розглядається два випадки, коли навантаження профіля проходить на повітрі і при дії розчину нітрофоски. В даному випадку розрахунок будемо проводити згідно формули (15). Механічні та втомні характеристики сталі 3, які входять в формулу (15), будемо визначати згідно даних [12]. В результаті цього дані характеристики запишуться так :

при випробуваннях на повітрі

$$N_0 = 1,51 \cdot 10^8 \text{ цикли}, \quad \beta_1 = 4,51 \cdot 10^{-9} (\text{цикл})^{-1} (\text{МПа})^{-2}, \quad K_{fC} = 102 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}},$$

$$\sigma_0 = 120,18 \text{ МПа}, \quad K_{th} = 12,81 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}, \quad R = 0,1;$$

при випробуваннях в розчині нітрофоски

$$\sigma_0 = 95,63 \text{ МПа}, \quad N_0 = 2,34 \cdot 10^8 \text{ цикл}, \quad K_{fi} = 42 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}, \quad V_C = 1,58 \cdot 10^{-6} \text{ м/цикл}.$$

Ці характеристики отримані із аналізу кінетичних діаграм втоми з роботи автора [12] і зображені на рис. 4,5.

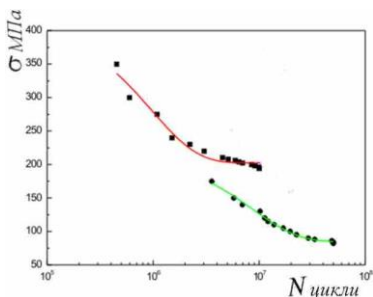


Рис. 4 - Діаграми втоми (криві Веллера) для сталі 3 на повітрі – квадратики і в розчині нітрофоски- кружечки

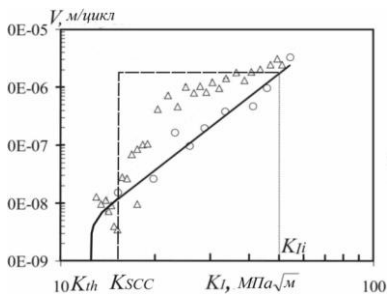


Рис. 5 - Кінетичні діаграми поширення втомних тріщин в сталі 3 на повітрі – кружечки і за дії розчину нітрофоски – трикутники

На основі приведених вище даних формула (15) набуде конкретного вигляду для кожного випадку навантаження профіля на повітрі і в розчині нітрофоски :

на повітрі

$$N_p^{(II)} = 3,31 \cdot 10^{8+111,7/\sigma} + 10^7 \int_{0,025}^{0,28} \frac{1-f_1(\varepsilon)}{f_2(\varepsilon)-1} d\varepsilon, \quad (16)$$

в розчині нітрофоски

$$N_p^{(K)} = 2,34 \cdot 10^{8+95,63/\sigma} + 6,33 \cdot 10^5 (634,7\sigma^{-2} - 0,002) + 10^7 \int_{5867,8\sigma^{-2}}^{0,28} \frac{1-f_1(\varepsilon)}{f_2(\varepsilon)-1} d\varepsilon. \quad (17)$$

При цьому, величина l_i , яка входить в формули (14), (15), знайдена із рівнянь

$$K_l(\varepsilon_i) = K_{li}, l_i = H\varepsilon_i$$

і визначається наближено для даного випадку так $l_i \approx 634,7\sigma^{-2}$.

На основі формул (16) і (17) на рис. 6 побудовані графічні залежності довговічності $N = N_p$ профіля від максимального значення амплітуди σ напружень в його січненні $N_p^{(T)}$ - при випробуванні на повітрі і $N_p^{(K)}$ - при випробуванні в розчині нітрофоски.

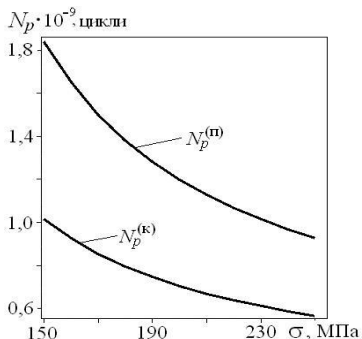


Рис. 6 - Залежність довговічності $N = N_p$ профіля від напружень σ : крива $N_p^{(T)}$ - при випробуваннях на повітрі; крива $N_p^{(K)}$ - при випробуваннях в розчині нітрофоски

Висновки. Сформульовані основні положення методики визначення ресурсу балкових елементів металлоконструкцій рам розкидачів добрив за умов їх експлуатації. Застосування даної методики в повному обсязі продемонстровано на прикладі циклічного згину тонкостінного профіля на повітрі і при дії розчину нітрофоски. Показано, що дія мінерального добрива значно зменшує ресурс профіля.

Література

1. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие. – Т.4. (Под общей ред. Панасюка В. В.) – Киев: Наук. думка, 1990. – 680с.
2. Иванова В. С., Терентьев В. Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1979. – 495с.
3. Романив О. Н., Деев Н. А., Сорокинский И. С. О некоторых особенностях механизма зарождения усталостных трещин в

высокопрочных низкоотпущенных сталях // Физ.-хим. механика материалов. – 1975. – №1. – С. 41–47.

4. Ярема С. Я. Стадийность усталостного разрушения и ее следствия // Физ.-хим. механика материалов. – 1973. – №6. – С. 66–72.

5. Панасюк В. В., Андрейкив О. Є., Партон В. З. Основы механики разрушения. – К.: Наукова думка, 1988. – 488 с.

6. Романив О. Н., Ярема С. Я., Никифорчин Г. Н., Махутов Н. А., Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов. – К.: Наукова думка, 1990. – 680 с.

7. Трощенко В. Т. Деформирование и разрушение металлов при малоцикловом нагружении. – К.: Наукова думка, 1981. – 343 с.

8. Черепанов Г. П. Механика хрупкого разрушения. – М.: Наука, 1974. – 640 с.

9. Schijve J. "Fatigue of materials and structures in the 20th century: state-of-the-art," Materials Science. - 2003. – **39**, № 3. P 7-27 .

10. Андрейкив А.Е., Дарчук А.И. Усталостное разрушение и долговечность конструкций. - К.: Наук. Думка, 1992.- 184с.

11. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность. Под. ред. П.М. Волкова, Тененбаума. М : Машиностроение, 1977. – 310 с.

12. Барна Р.А., Попович П.В. Втомне руйнування вуглецевих сталей у середовищі мінеральних та органічних добрив // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2014. – Т. 50, № 3. – С. 16–23.

13. Попович П., Хомик Н., Добровольська Л. Залишковий ресурс тонкостінних конструктивних елементів несучих систем сільськогосподарських машин при дії агресивних середовищ // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – 2014. – вип. 146. с. 142-150.

14. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1988. – 734 с.

15. Stallybrass M.P. A semi-infinite crack perpendicular to the surface of an elastic half-plane // Int. J. Eng. Sci. – 1971. – **9**, № 1. – P. 133–150.

16. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пос. в 4-х т. / Под общ. ред. В.В. Панасюка. – К.: Наук. думка, 1988. – Т. 2: Коэффициенты интенсивности напряжений в телах с трещинами/ М.П. Саврук. – 620 с.

17. Панасюк В.В., Остап О.П., Костык Е.М. Зарождение усталостных трещин у концентратора напряжений // Физ.-хим. механ. матер. – 1985. - № 6. – С. 3-10.

Рецензент д.т.н., проф. Т.І. Рибак

УДК 631.362.3

© А.Н. Прилуцький, к.т.н.

ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства"

ОБҐРУНТУВАННЯ ПНЕВМОВИХРОВІДЦЕНТРОВОГО СПОСОБУ І КОНСТРУКЦІЇ ПРИСТРОЮ ДЛЯ СЕПАРУВАННЯ ЗЕРНОВИХ СУМІШЕЙ

У статті наведено результати досліджень по обґрунтуванню пневмовихровідцентрового способу і конструкції пристрою для сепарування зернових сумішей з застосуванням в зерноочисному блоці (модулі) пневмовібровідцентрових сепараторів зерна. Обґрунтовані вихідні вимоги до технологічних показників та контрактивно-кінематичних параметрів такого пристрою, які б забезпечували продуктивність блоку до 50 т/год. і якісних показників на первинному очищенні зерна пшениці, що є основою створення сімейства універсальних зернових сепараторів нового покоління продуктивністю 50, 100 і 200 т/год.

ПНЕВМОСЕПАРАЦІЯ, ВИХРОВИЙ ПОТІК, ЗЕРНОВА СУМІШ, ЕФЕКТИВНІСТЬ.

Постановка проблеми: Наукові дослідження процесів сепарування зернових сумішей з використанням відцентрових сил інерції, як найбільш ефективних, дозволили створити і впровадити у виробництво універсальні зернові сепаратори продуктивністю 100 т/год. на очищенні зерна пшениці [1], які послужили основою для освоєння машинобудівним виробництвом сімейства універсальних зернових вібровідцентрових сепараторів типу БЦС продуктивністю 25, 50, 100 т/год., десятки тисяч яких випроваджено в агропромислове виробництво багатьох країн, механіко-технологічне обґрунтування яких проведено в Українському НДІМЕСГ [2].

Дослідженнями [3], направленними на обґрунтування перспективної повнопотокової післязбиральної обробки зерна в сільськогосподарських підприємствах України, доведена необхідність впровадження в кожному крупному підприємстві чи в групі відносно малих підприємств (на основі кооперації) спеціалізованих зерноочисно-сушильно-зберігаючих комплексів, які повинні забезпечувати приймання, прямоточне попереднє очищення, накопичення для тимчасового зберігання і первинне очищення зерна з продуктивністю машин первинного очищення зерна пшениці

вологістю до 17% і засміченністю відокремлюваною домішкою до 8 % - 25, 50, 100 і 200 т/год.

Таким чином, для успішного забезпечення своєчасної післязбиральної обробки зерна в сільськогосподарських підприємствах України при значному збільшенні валових зборів зерна, виникла проблема створення машин первинного очищення (зернових сепараторів) продуктивністю до 200 т/год.

Вирішення цієї проблеми з урахуванням розробки конструкції таких сепараторів на основі модульного принципу, можна досягти завдяки створенню нової конструкції зерноочисного блока (модуля) продуктивністю 50 т/год.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У відомих універсальних зернових вібровідцентрових сепараторах типу БЦС використовуються пневмодіафрагмові пристрої [4], процес сепарування в яких не може забезпечувати значного підвищення ефективності сепарування, так як частинки зернової суміші ротаційним розкидачем направляються в пневмосепаруючий канал перпендикулярно напрямку руху повітря, який діє на частинку в радіально-вертикальному напрямку, що обмежує час їх взаємодії і, відповідно, можливості підвищення ефективності такого способу сепарування.

Проблеми підвищення ефективності пневмосепарації зернових сумішей пневмодіафрагмовими пристроями повітряно-решітних вібровідцентрових сепараторів присвячені роботи [5,6,7] та інші. Дослідження спрямовувалися на покращення якості пневмосепарування в зерноочисному блоці продуктивністю 25 т/год. Результати цих досліджень підтверили незначне покращення якості пневмосепарування без збільшення продуктивності зерноочисного блока, що не вирішило проблему.

Мета дослідження - підвищити ефективність пневмосепарування зернових сумішей в повітряно-решітних пневмовібровідцентрових сепараторах з метою збільшення продуктивності зерноочисного блока (модуля) в порівнянні з блоком серійно виготовлених сепараторів типу БЦС - вдвічі, тобто до 50 т/год., що дасть змогу створити нове покоління універсальних вібровідцентрових сепараторів зерна продуктивністю 50, 100 і 200 т/год., тобто, вирішити поставлену проблему.

Результати досліджень. Постулаційним методом висловлене передбачення того, що якщо в штучно створений повітряний обертальний потік в напрямку його руху з середини висхідним конічно-подібним потоком тонким шаром вводити сипку зернову суміш, то ця суміш буде піддаватися ефективному об'ємному

перерозподілу за рахунок створення якісної рівномірності розподілу частинок в об'ємному просторі повітряного потоку (порізності) - під дією відцентрових сил: важчі частинки будуть віддалятися від осі обертання повітрянозернової суміші, а легші - наближатися до середини потоку. При цьому час знаходження частинок зернової суміші в повітряному вихровому потоці буде значно збільшено за рахунок її руху по дуговим траєкторіям збільшеної довжини в порівнянні з часом проходження частинок крізь повітряний потік пневмоканалів відомих пневмовідцентрових сепаруючих пристроїв. Це забезпечить підвищення якості сепарування, а відповідно, ефективності пневмосепаруючого пневмовихровідцентрового пристрою.

На основі цього постулату розроблена схема пневмовихровідцентрового пристрою, яка представлена на рис. 1., а технологічний процес його наступний.

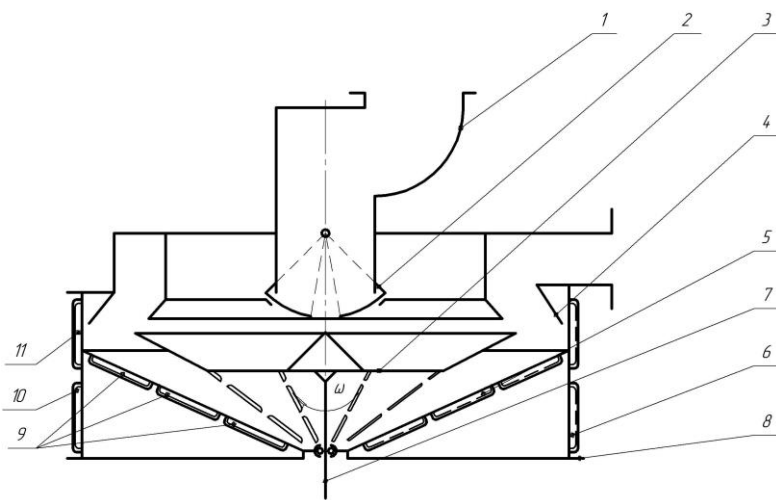


Рис. 1 - Схема пневмовихровідцентрового пристрою: 1 – завантажувальний зернопровід; 2 - дозуючий пристрій; 3 - ротаційний розкидач зернової суміші; 4 - стінка пневмосепаруючого каналу; 5 - жалюзійний конус; 6 - жалюзійна циліндрична стінка; 7 - вал решітного ротора зерноочисного блока (модуля); 8 - кожух пристрою; 9 - вхідні отвори жалюзійного конуса; 10,11 - вхідні отвори жалюзійних циліндричних поверхонь

Зернова суміш крізь завантажувальний зернопровід 1 при відкриванні шибєрів дозуючого пристрою 2 подається строго по центру ротаційного розкидача 3, який направляє її в пневмосепаруючий канал обмежений зовнішньою стінкою 4. Кутова швидкість обертання розкидача ω відповідає такій швидкості решітного ротора сепаратора. Пневмовихровий потік створюється за рахунок введення в пневмосепаруючий канал повітря крізь отвори 9 в жалюзійному конусі 5 і отвори 10 і 11 в жалюзійній циліндричній стінці в напрямку обертання ротаційного розкидача 3, величина якої v_n забезпечується регулюванням.

Схема взаємодії пневмовихрового потоку з частинкою зернової суміші введеною в потік відцентровим розкидачем представлена на рис. 2.

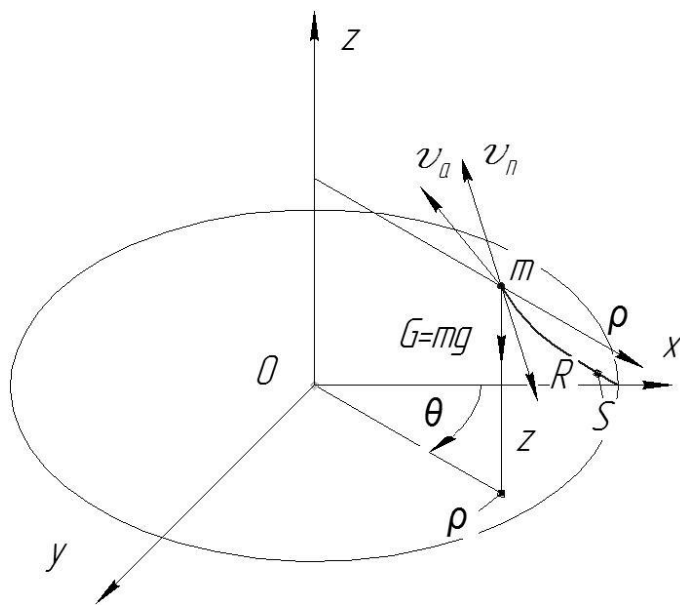


Рис. 2 - Схема взаємодії пневмовихрового потоку з частинкою зернової суміші

На частинку масою m , кинуту розкидачем в пневмовихровий потік стоку, швидкість якого v_n направлена під визначеними кутами, за якими обчислюються складові сили опору повітря R руху частинки в напрямку циліндричних осей координат, діє сила ваги G і сила опору

R . Рух частинки відбувається по траєкторії S з абсолютною швидкістю v_A .

Сила опору повітря руху частинки визначається відомою формулою:

$$R = mk_n v^2, \quad (1)$$

де k_n - коефіцієнт парусності; v - відносна швидкість частинки в повітряному потоці, величини складових сили опору якої в напрямку циліндричних координат складають:

$$\begin{cases} R_\rho = mk_n (\dot{\rho} + v_{n\rho})^2; \\ R_\theta = mk_n (\rho\dot{\theta} + v_{n\theta})^2; \\ R_z = mk_n (\dot{z} + v_{nz})^2. \end{cases} \quad (2)$$

Диференційні рівняння абсолютного руху частинки у висхідному вихровому повітряному потоці стоку в циліндричній системі координат:

$$\begin{cases} m(\ddot{\rho} - \rho\dot{\theta}^2) = -R_\rho \\ m(2\dot{\rho}\dot{\theta} + \rho\ddot{\theta}) = R_\theta \\ m\ddot{z} = R_z - mg \end{cases} \quad (3)$$

Підставивши значення складових сили опору повітря (2) в систему рівнянь (3), отримуємо механіко-математичну модель руху частинки в досліджуваному пневмосепаруючому каналі:

$$\begin{cases} \ddot{\rho} = \rho\dot{\theta}^2 - k_n (\dot{\rho} + v_{n\rho})^2 \\ \ddot{\theta} = \frac{k_n (\rho\dot{\theta} - v_{n\theta})^2 - 2\dot{\rho}\dot{\theta}}{\rho}, \\ \ddot{z} = k_n (\dot{z} - v_{nz})^2 - g \end{cases} \quad (4)$$

Наявність в рівняннях складових $v_{n\rho}$, $v_{n\theta}$, v_{nz} передбачає збільшення складових швидкості частинки в радіальному і вертикальному напрямках її руху, що забезпечує для важких частинок рух по криволінійним траєкторіям з наближенням до осі повітряного каналу при одночасному уповільненні їх падіння. Для легких частинок це сприяє більш швидкому винесенні з зони сепарування за межі сепаруючого пристрою.

В сепаруючій зоні пневмовихросепаруючого каналу в залежності від їх аеродинамічних властивостей розподіляються по трьом вимірам простору, причому за рахунок постійного зустрічного в

радіальному напрямку і супутнього в тангенціальному напрямку повітряного потоку зернова суміш піддається більш довгому впливу повітряного потоку на частинки, що сприяє підвищенню чіткості їх сортування за аеродинамічними властивостями.

Кінематичний режим роботи пневмосепаруючого пристрою в розробленій механіко-математичній моделі відповідає кінематичному режиму роботи промислових зразків сепараторів типу БЦС, що при застосуванні пристрою в новій моделі сепараторів підвищить їх уніфікацію.

В процесі апробації фізичної моделі пневмосепаруючого пристрою в експериментальному зразку пневмовібровідцентрового сепаратора типу БЦСМ-50А продуктивністю 50 т/год. на первинному очищенні зерна пшениці повнота відділення легких домішок підвищена на 15...20%.

Висновки:

1. Обґрунтовано пневмовихровідцентровий процес сепарування зернових сумішей, який підвищує ефективність пневмосепарації на 15...20% при досягненні продуктивності зерноочисним блоком (модулем) на очищенні зерна пшениці до 50 т/год.

2. Розроблена і досліджена механіко-математична модель руху частинок зернової суміші на основі схеми фізичної моделі пневмовихровідцентрового пристрою.

3. Пневмовихровідцентровий пристрій адаптовано до конструкції промислових зразків сепараторів типу БЦС, що дозволить створити моделі сепараторів нового покоління продуктивністю 50, 100 і 200 т/год. на очищенні пшениці до базисних кондицій з високою ступінню уніфікації.

Література

1. Сепаратор виброцентробежный зерноочистительный А1-БЦС-100/Паспорт. Облполиграфиздат. Житомир, 1990.

2. Гончаров Е.С. Механико-технологическое обоснование и разработка универсальных виброцентробежных зерновых сепараторов: автореф. дисс. докт. техн. наук: 05.20.01 "Механизация сельскохозяйственного производства"/ Гончаров Евгений Сергеевич - Москва, 1986. - 34с.

3. Адамчук В.В. Концепція перспективи комплексного вирішення проблеми післязбиральної обробки і зберігання зерна в сільськогосподарських підприємствах України/ В.В. Адамчук, А.Н. Прилуцький, А.С. Заришняк, С.П. Степаненко// Міжвідомчий

тематичний збірник "Механізація та електрифікація сільського господарства". Випуск99, том1, Глеваха, 2014, стор. 40-56.

4. Гончаров Е.С. Центробежно-пневматический сепаратор для зерновых материалов/ Е.С. Гончаров, Н.И. Грабельковский//Тракторы и сельхозмашины, 1968, №6, стр.26-28.

5. Сліпченко М.В. Обґрунтування параметрів процесу і розробка пневмосепаруючої пристрою вібровідцентрових зернових сепараторів: автореф. дис. канд. техн. наук :05.05.11 "Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва" /Сліпченко Максим Володимирович, - Харків, 2013. - 20с.

6. Швидя В.О. Підвищення ефективності пневмовібровідцентрового сепаратора та обґрунтування параметрів робочих органів: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 "Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва"/ Швидя Віктор Олександрович - Глеваха, 2012р.-18с.

7. Шилин В.В. Повышение эффективности очистки зерна виброцентробежным сепаратором путём разработки пневмосистемы с вертикальным кольцевым аспирационным каналом: автореф. дисс. канд. техн. наук: 02.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства"/Шилин Владимир Владимирович - Киров, 2004.-20с.

8. Прилуцкий А.Н. Обґрунтування конструкційно-технологічної схеми зерноочисного модуля універсальних сепараторів зерна нового покоління/ А.Н. Прилуцький // Механізація та електрифікація сільськогосподарства. Республіканський міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 99. - Глеваха, 2014. - с. 341-350.

Рецензент д.т.н., проф. В.Г. Мироненко

УДК 656.13

© В.М. Придюк, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

ОСОБЛИВОСТІ ОРГАНІЗАЦІЇ ПЕРЕВЕЗЕНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ВАНТАЖІВ АВТОМОБІЛЬНИМ ТРАНСПОРТОМ

У роботі проведено детальний аналіз використання та розвитку автомобільного транспорту при перевезенні сільськогосподарських вантажів, та запропоновані рекомендації для удосконалення транспортного процесу, який має сприяти підвищенню ефективності функціонування підприємств автомобільного транспорту у сільському господарстві.

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ ВАНТАЖІ, РУХОМИЙ СКЛАД, АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ, ТРАНСПОРТНІ ПРОЦЕСИ, АГРАРНІ ПІДПРИЄМСТВА, ВАНТАЖОПОТОКИ, КЛІМАТИЧНІ УМОВИ, КОМПЛЕКСНІ БРИГАДИ.

Постановка проблеми. Раціональна організація перевезень сільськогосподарських вантажів є однією з найважливіших складових частин розвитку економіки країни. У загальному комплексі сільськогосподарських робіт транспортні процеси займають до 35% всіх витрат праці на обробіток сільськогосподарських культур, а за витратами енергії - до 40%. Транспортні витрати складають близько 20 ... 25% витрат, що визначають собівартість найважливіших видів сільськогосподарської продукції.

Основним завданням транспортного обслуговування аграрних підприємств є своєчасне вивезення сільськогосподарської продукції, її подальшої переробки, зберігання та своєчасної доставки продуктів харчування до кінцевого споживача.

Автомобільний транспорт є частиною виробничої інфраструктури аграрних підприємств, який забезпечує безперервність і ритмічність сільськогосподарського виробництва. Проте в сучасних умовах автотранспортні підприємства через об'єктивні причини не завжди в змозі задовольнити потреби сільськогосподарської галузі. Існує велика кількість не вирішених задач. Тому вдосконалення автотранспортного обслуговування є необхідною передумовою економічного розвитку аграрних підприємств. Розв'язання цих задач передбачає удосконалення транспортного процесу, який має сприяти

підвищенню ефективності функціонування підприємств автомобільного транспорту у сільському господарстві.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Проблеми ефективного використання та розвитку автомобільного транспорту вивчали такі вітчизняні і зарубіжні вчені, як А.В. Вельможин, А.І. Воркут, Б.Л. Геронімус, Н.Я.Говорущенко, Е.С.Кузнецов Е.С., В. Є. Канарчук, Л.В. Канторович, В.Н. Лівшиц, А.І. Малишев, М.С. Ходош, Ю.М. Цветов та інші.[1,2,3,4,5]

Транспортному обслуговуванню сільськогосподарських підприємств присвячені роботи Є.А. Бузовського, М.Г. Вергуна, В.А. Ема, М.М. Ільчука, М.С. Каплановича, та інших вчених.

Питанням організації перевезень в аграрному секторі економіки присвячені дослідження молодих науковців сучасності: Т.В. Арестенко, Л.Г. Баги, І.В. Бугай, О.П. Величко, А.Г. Зубченка, Л.Н. Письмаченко.

Разом із тим ряд питань потребують свого вирішення.

Мета досліджень. Метою роботи є аналіз та удосконалення технологічного процесу обслуговування сільськогосподарських підприємств вантажним автомобільним транспортом.

Результати досліджень. Сільськогосподарські вантажі відносяться до виду масових вантажів. Це продукція сільськогосподарського виробництва: зерно, овочі, фрукти, льон, продукти тваринництва, рослинництва, а також посівні та посадкові матеріали, добриво, паливо для сільськогосподарських машин та інші господарські вантажі.

Перевезення сільськогосподарських вантажів впливають на терміни проведення польових робіт і в кінцевому рахунку на врожайність сільськогосподарських культур. Затримка в проведенні транспортних робіт викликає простої агрегатів, зниження якості або псування продукції, порушення технології виробництва.

Вантажопогоки в різних районах країни нерівномірні і залежать від характеру і спеціалізації господарств, забезпечення транспортом, строків дозрівання і врожайності сільськогосподарських культур. У період збирання врожаю навантаження на транспортні засоби максимально зростають.

Сезонність і нерівномірність використання у часі, залежність від стану доріг і погодних умов - характерні особливості роботи транспорту в сільськогосподарському виробництві.

Процес виробництва продукції сільського господарства має багато специфічних особливостей, пов'язаних з кліматичними умовами, термінами дозрівання, збирання культур та споживання

продукції, розміщенням сільськогосподарських підприємств у різних зонах та ін Тому характер сільськогосподарського виробництва, значення його продукції для потреб народного господарства визначають особливості вантажопотоків і перевезень сільськогосподарських вантажів автомобільним транспортом.

Вантажопотоки сільськогосподарських вантажів відрізняються нерівномірністю в різних напрямках, різко вираженими сезонними коливаннями в обсязі і структурі, перевагою у структурі вантажопотоку якого-небудь вантажу, що залежить від спеціалізації сільськогосподарських підприємств району перевезень і сезону заготовок певної продукції.

Найбільшою потужності вантажопотоки досягають у період збирання врожаю. У цей час в їх структурі переважає продукція основних масових культур (зерно, картопля, овочі, фрукти, тощо). У зимовий період потужність вантажопотоків мінімальна, в їх структурі велика частка припадає на добрива, посівні матеріали, різні господарські вантажі.

В першу чергу необхідно зменшити вплив так званого «людського фактора» в технологічних процесах доставки сільськогосподарської продукції [6]. Наприклад, в Європі участь людини залишається на рівні оператора грамотно спланованих процесів збору, розподілу, обробки, зберігання та доставки сільськогосподарської продукції [7].

Згідно з Правилами організації вантажних перевезень [8], перед водієм транспортного засобу стоять наступні завдання: підтримання транспортного засобу в технічно справному стані, своєчасне оформлення всієї документації на автомобіль, необхідне для здійснення процесу транспортування вантажів, після прийняття вантажу до перевезення здійснювати процес перевезення до пункту доставки продукції.

До особливостей організації перевезень сільськогосподарських вантажів відносяться:

- різкі сезонні коливання обсягу робіт і, як наслідок, великі коливання по різних періодах року в потребі парку рухомого складу;
- залучення на період збирання врожаю рухомого складу та обслуговуючого персоналу різних АТП;
- різні дорожні умови і різні відстані перевезення, що залежать від схеми перевезень;
- у зв'язку з терміновістю перевезень режим роботи рухомого складу на період збирання врожаю встановлюється, як правило, цілодобовий;

- наявність дрібних розкиданих на великій території навантажувальних точок при відносно невеликій кількості прийомних, розвантажувальних пунктів;

- необхідність створення на лінії на період збирання врожаю тимчасових заправних пунктів, пунктів технічного обслуговування і ремонту рухомого складу, харчування і відпочинку водіїв;

- організація надійної диспетчерського зв'язку між усіма пунктами, організаціями та рухомим складом, зайнятими перевезеннями врожаю.

Вибір тієї чи іншої схеми роботи рухомого складу визначається забрудненістю продукції, її вологістю, необхідністю попереднього очищення, просушування перед здачею на приймальні пункти, забезпеченістю збиральною технікою і рухомим складом, станом доріг, пропускною здатністю вантажно-розвантажувальних пунктів та іншими факторами.

Найбільша кількість продукції, як правило, перевозиться від поля до зернотоку, коли рухомий склад працює на відносно невеликому плечі (10-15 км) і в поганих дорожніх умовах (здебільшого по ґрунтових дорогах). При перевезенні з зернотоку на елеватор робота рухомого складу характеризується, значною відстанню перевезення, що досягає 100-150 км, і відносно хорошими дорожніми умовами. (Дороги з твердим покриттям, поліпшені ґрунтові дороги).

Єдиний комплексний план організації збирально-транспортних робіт включає визначення потреби в транспортних засобах, розподіл загального обсягу перевезень сільськогосподарських продуктів між бригадами водіїв. Він же передбачає укладення договорів на перевезення масових сільськогосподарських продуктів, формування комплексних бригад для перевезення продукції з полів на місця тимчасового зберігання і в сховища сільгоспвиробників, перевезення вантажів господарств на приймальні пункти і на підприємства з переробки сільськогосподарської продукції. Згідно плану проводиться розподіл всього автомобільного парку по ділянках перевезень кожного виду сільськогосподарських продуктів, та організація оперативного керівництва і контролю за ходом перевезень. Плануються заходи щодо забезпечення безперервної роботи бригад і загонів із застосуванням передових методів перевезення і раціональних типів транспортних засобів, а також чіткої приймання, задачі та механізованого навантаження і вивантаження, проведення заходів щодо підвищення технічної готовності рухомого складу, обладнанню його для перевезення сільськогосподарських продуктів, забезпечення проведення технічного обслуговування, ремонту, заправки і надання

технічної допомоги на лінії. Крім того, планом передбачаються створення умов безпечної роботи водіїв на лінії, забезпечення їх відпочинку, харчування та інші заходи.

Кожному виду сільськогосподарської продукції притаманні певні способи збирання, переробки та перевезення.

Висновки. Ефективне обслуговування сільськогосподарського виробництва автомобільним транспортом можливе тільки з урахуванням специфічних особливостей, притаманних процесу перевезень у цій галузі.

Технологічний процес перевезення сільськогосподарських вантажів автотранспортними засобами залежить від ряду факторів. Найбільш суттєво впливають на ефективність використання вантажного автомобільного транспорту у сільському господарстві – вантажопідйомність автомобілів і витрати пального.

Література

1. Вельможин А.В. Грузовые автомобильные перевозки / А.В. Вельможин, В.А. Гудков, Л.Б.Мирогин. – М.: Транспорт, 2007. – 559с.
2. Воркут.А.И. Грузовые автомобильные перевозки [Текст] : 2-е изд., перераб. и доп. / Воркут.А.И. – К.: Вища шк., 1986. - 447 с.
3. Говорущенко Н.Я. Обеспечение безопасности движения на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорущенко, В.П. Волков, И.К. Шаша. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 361 с.
4. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов. – М.: Наука, 2001. – 535 с.
5. Канарчук В.Є. Виробничі системи на транспорті: підручник / В.Є. Канарчук, І.П. Курніков. – К.: Вища школа, 1997. – 359 с.
6. Проблемы и пути решения в агрологистическом комплексе Украины [Электронный ресурс].-Режим доступа: <http://aapu.com.ua/problemu-i-puti> resheniya-v-agrologisticheskom-komplekse-ukrainy/
7. Сумець О.М., Войтов В.А. Логістичні системи і ланцюги постачань: [навч.посібник].-2-е видання, стереотипне. – Харків; КП «Міська друкарня», 2013. – 194 с.
8. Н.Т. Кунда. Організація міжнародних автомобільних перевезень. Навчальний посібник для студентів напряму «Транспортні технології» вищих навчальних закладів.- К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 464 с.

Рецензент д.т.н., проф. С.І. Пустюльга

УДК 539.3

© О.С. Приходько, к.т.н., Я.М. Пастернак, к.ф.-м.н.
Луцький національний технічний університет

ГРАНИЧНА РІВНОВАГА ДЕТАЛЕЙ ІЗ ОБЛАСТЯМИ ЗМЕНШЕНОЇ МЕЖІ МІЦНОСТІ

У статті запропоновано аналітичну методику дослідження граничної рівноваги масивних просторових деталей, які містять області зі зменшеною межею текучості (зокрема, області локальної термообробки). Методика заснована на припущенні, що за заданого навантаження пластичне деформування відбувається лише у заданій зоні. Розглянуто практично важливі приклади для зон зменшеної межі міцності різної форми та властивостей.

ГРАНИЧНА РІВНОВАГА, ЛОКАЛЬНА ТЕРМООБРОБКА, НАПРУЖЕННЯ, РУЙНУВАННЯ.

Постановка проблеми. Реальні масивні елементи конструкцій можуть містити області, межа міцності яких значно менша за межу міцності матеріалу елемента, в той час як пружні характеристики є однаковими для тіла в цілому. Сюди, зокрема, слід віднести області локальної термообробки, а саме зони термічного впливу зварювання. Такі області за розрахункових навантажень можуть переходити в пластичний стан, що рівнозначно втраті міцнісних характеристик конструкційних елементів. Для оцінки граничної рівноваги таких елементів конструкцій необхідна методика, що дає можливість враховувати пружно-пластичне деформування областей зі зменшеною межею текучості. При цьому форму цієї зони (фактично включення) з достатньою для інженерних оцінок точністю можна наблизити певним канонічним тілом, зокрема, сфероїдом. Внаслідок цього, поставлена задача зводиться до задачі дослідження просторового напруженого стану біля сфероїдного включення за врахування його пружно-пластичного деформування.

Мета дослідження. Розробка аналітичної інженерної методики розрахунку граничної рівноваги масивних елементів конструкцій, що містять області зі зменшеною межею текучості з урахуванням їхнього пружно-пластичного деформування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Серед робіт, що стосуються визначення тривимірного пружного напружено-деформованого стану (НДС) тіл із включеннями, піонерською та основоположною є праця J.D. Eshelby [1]. У цій роботі розглянута

задача про визначення НДС нескінченного пружного тілі із еліпсоїдальним включенням із іншого матеріалу. Розв'язок задачі отримано в замкненому вигляді. Також, подібними задачами для еліпсоїдного пружного включення у необмеженому ортотропному середовищі займався Ю.М. Подільчук [2-3]. Зокрема, праця [2] присвячена дослідженню поля напружень біля включення, за дії однорідних довільно заданих зусиль на нескінченності. В подальшому Е.Г. Сосніною та І.А. Куніним був доведений [4] закон поліноміальної консервативності, згідно якого напруження всередині еліпсоїдного включення описуються поліномом того ж степеня, що і напруження, які діють на нескінченності анізотропного середовища.

Відомо, що біля включень, як правило, виникає значна концентрація напружень, що може привести до пружно-пластичного деформування. Такі задачі належать до числа нелінійних, які можуть бути розв'язані в загальному випадку тільки числовими методами. Загальним методом розв'язування задач теорії пластичності присвячені праці І.А. Біргера, Л.О. Галіна, О.А. Ільюшина, Ю.М. Шевченка та ін [5, 6]. У працях О.А. Ільюшина [7] створені теорії і моделі для пластичних матеріалів і математичні методи розрахунку напружень на основі них для пластин, масивних тіл, оболонок, багат шарових конструкцій.

Проте унаслідок громіздкості та обчислювальних складнощій вивченню тіл із пружно-пластичними включеннями приділено недостатньо уваги. Тому ця робота розвиває авторську методу [8] вивчення напружено-деформованого стану тіл із пружно-пластичними включеннями у напрямі дослідження областей зі зменшеною межею текучості.

Результати дослідження. Вважатимемо, що розміри областей локальної термообробки значно менші порівняно із розмірами конструкційного елемента. З огляду на це та принцип Сен-Венана, зведемо задачу пружно-пластичного деформування тіла із областю зниженої текучості до розгляду нескінченного ізотропного пружного середовища, яке містить пружно-пластичну область (включення) сфероїдної форми із зменшеною межею текучості за умови ідеального механічного контакту між цими двома фазами. У центрі включення введемо систему координат Ox_{ij} (рис. 1), так, щоб головні осі сфероїда збігалися з осями цієї системи координат.

Вважатимемо, що середовище на нескінченності перебуває під дією однорідного поля напружень, заданого сталим тензором σ_{ij}^{∞} . Пружні сталі включення і матриці позначимо відповідно E_0' , ν_0' і E ,

ν . Прийнемо також, що границя текучості включення є меншою за границю текучості матриці, тобто пружно-пластичне деформування буде відбуватись лише у включенні.

Для розв'язання задачі використаємо метод змінних параметрів Біргера, згідно якого пружно-пластична задача зводиться до пружної із залежними від напружень механічними характеристиками матеріалу [9].

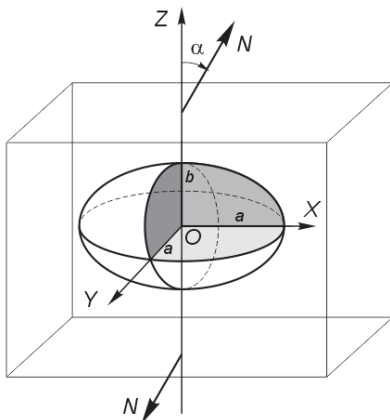


Рис. 1 – Схема для розв'язання задачі

Розв'язування допоміжної задачі для пружного включення.

Розглянемо відому задачу Ешелбі для еліпсоїдної зони (включення) із залишковими деформаціями [1]. Згідно праць [10, 11] залишкові деформації включення ε_{ij}^t спричиняються деформаціями включення та матриці з того ж матеріалу ε_{ij}^c :

$$\varepsilon_{ie}^c = S_{iejk} \varepsilon_{jk}^t,$$

де S_{iejk} – тензор Ешелбі [1], який залежить від пружних параметрів середовища із областю залишкових деформацій та форми цієї області. Для формули використане правило Ейнштейна підсумовування за повторюваним індексом.

Додамо до розв'язку задачі Ешелбі однорідне поле деформацій

$$\varepsilon_{ij}^\infty = \frac{1}{2G} \left[\sigma_{ij}^\infty - \frac{\nu}{1+\nu} \delta_{ij} \sigma_{kk}^\infty \right]. \quad (1)$$

Тоді деформації включення знаходяться за формулою

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^c + \varepsilon_{ij}^\infty. \quad (2)$$

Оскільки деформації ε_{ij}^t залишкові, тобто такі, що не призводять до появи напружень, то напруження всередині включення визначаються як:

$$\sigma_{ij} = \lambda \delta_{ij} (\varepsilon_{kk}^c + \varepsilon_{kk}^\infty - \varepsilon_{kk}^t) + 2G (\varepsilon_{ij}^c + \varepsilon_{ij}^\infty - \varepsilon_{ij}^t). \quad (3)$$

Розглянемо еліпсоїд тих же форми і розмірів, що і включення Ешелбі, але з іншими пружними параметрами G_0 та ν_0 . Здеформуємо це включення пружними однорідними деформаціями (2). В разі появи напружень (3) замінимо цим еліпсоїдом початкове включення, зберігаючи при цьому неперервність переміщень вздовж межі розділу матриці і включення та вектор напружень.

При цьому отримаємо систему рівнянь відносно компонент тензора ε^t для задачі з пружним включенням:

$$\lambda_0 \delta_{ij} (\varepsilon_{kk}^c + \varepsilon_{kk}^\infty) + 2G_0 (\varepsilon_{ij}^c + \varepsilon_{ij}^\infty) = \lambda \delta_{ij} (\varepsilon_{kk}^c + \varepsilon_{kk}^\infty - \varepsilon_{kk}^t) + 2G (\varepsilon_{ij}^c + \varepsilon_{ij}^\infty - \varepsilon_{ij}^t), \quad (4)$$

де $\varepsilon_{ie}^c = S_{iejik} \varepsilon_{jk}^t$; λ , G , λ_0 , G_0 – коефіцієнти Ляме включення і матриці.

Після визначення потрібного тензора деформацій ε_{ij}^t , одержимо наступну залежність для знаходження напружень у включенні:

$$\begin{aligned} \sigma_{ij}^i &= \lambda_0 \delta_{ij} (\varepsilon_{kk}^c + \varepsilon_{kk}^\infty) + 2G_0 (\varepsilon_{ij}^c + \varepsilon_{ij}^\infty) = \\ &= \lambda \delta_{ij} (\varepsilon_{kk}^c + \varepsilon_{kk}^\infty - \varepsilon_{kk}^t) + 2G (\varepsilon_{ij}^c + \varepsilon_{ij}^\infty - \varepsilon_{ij}^t). \end{aligned} \quad (5)$$

Із співвідношень (1), (4) та (5) одержимо тензорне рівняння для визначення напружень у включенні, в якому коефіцієнти Σ_{ijklm} залежать лише від геометричних розмірів включення та пружних параметрів матеріалів:

$$\sigma_{ij}^i = \Sigma_{ijklm} \sigma_{ij}^\infty \quad (6)$$

Розв'язування пружно-пластичної задачі. Згідно методу змінних параметрів [9] задача теорії пластичності для включення зводиться до розв'язування пружної задачі, для якої пружні параметри включення E_0 , G_0 , ν_0 обчислюються за формулами:

$$\begin{aligned} \nu_0 &= \nu'_0 + \frac{1-2\nu'_0}{2}(1-\gamma), \quad G_0 = \frac{E'_0 \gamma}{3-(1-2\nu'_0)\gamma}, \quad E_0 = E'_0 \gamma, \quad \gamma = \frac{\sigma_i}{E'_0 g(\sigma_i)}, \\ \sigma_i &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{xz}^2)}. \end{aligned} \quad (7)$$

Підставивши (6) в (7), отримаємо нелінійну систему рівнянь виду

$$\Sigma_{ijkm} = \Sigma_{ijkn} (\sigma_{pq}), \quad (8)$$

де коефіцієнти тензора Σ_{ijkn} визначаються через пружні параметри включення і матриці. Перші, в свою чергу залежать від невідомих напружень у включенні σ_{ij}^i . Таким чином, поставлена задача зводиться до знаходження коренів (невідомих напружень і пружних параметрів включення) системи рівнянь (8).

Розглянемо одновісний розтяг зусиллями N (рис. 1), які діють в напрямку з напрямними косинусами $(\sin \alpha, 0, \cos \alpha)$. При такому навантаженні компоненти тензора σ_{ij}^∞ у рівнянні (4.5) знаходяться за формулами:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}^\infty &= N \sin^2 \alpha; \sigma_{yy}^\infty = 0; \sigma_{zz}^\infty = N \cos^2 \alpha; \\ \sigma_{xz}^\infty &= N \cos \alpha \sin \alpha; \sigma_{xy}^\infty = 0; \sigma_{yz}^\infty = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

Межу текучості включення приймали $\sigma_T = 200$ МПа (як у зон термообробки м'яких сталей), а межу текучості основного матеріалу – значно більшою за величиною (у числових обчисленнях ця різниця складала декілька порядків). Модуль пружності матеріалу $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона рівний 0,3, як у конструкційної сталі.

На рис. 2, а зображено розраховані залежності напружень та інтенсивності напружень у сплюсненому включенні (відношення півосей сфероїда $b/a = 0.1$) від кута дії зусиль при $N = \sigma_T = 200$ МПа.

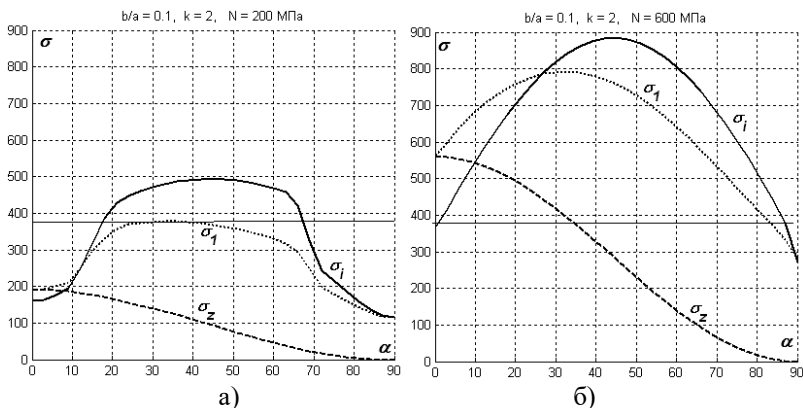


Рис. 2 - Напруження у сплюсненому сфероїдному включенні: а) при зусиллях 200 МПа; б) при зусиллях 600 МПа

Оцінка міцності деталей проходила за критерієм найбільших головних напружень (пунктирна лінія). Межа міцності включення приймалась $\sigma_M = 380$ МПа (така, як для конструкційної сталі Ст3) (зображена на рисунку горизонтальною суцільною лінією). Розглянуто випадок значного зміцнення матеріалу включення ($k = 2$).

З рис. 2а видно, що при зусиллях, співмірних за значенням із межею текучості включення, руйнування відбувається лише при напрямку кута дії зусиль в околі значення 35° . Включення переходить у пластичний стан у діапазоні кута від 10° до 76° . При трикратному збільшенні зусиль (рис. 2б) руйнування сплюсненого включення з відношенням півосей 0,1 буде проходити практично при всіх значеннях напрямку дії зусиль, крім діапазону $85-90^\circ$.

Для оцінки впливу зміцнення матеріалу на рис. 3 зображено результати розрахунку напружень для випадку ідеально-пластичного включення ($k = 1000$). Всі інші параметри такі ж як і вище.

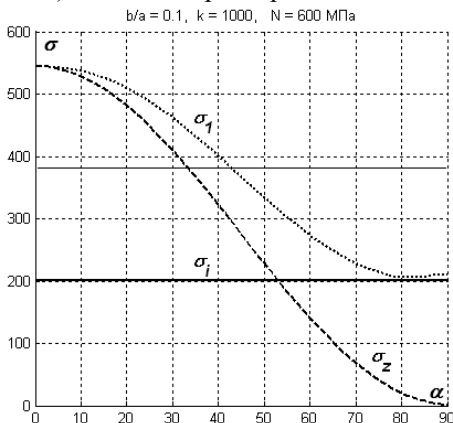


Рис. 3 - Напруження для випадку ідеально-пластичного матеріалу

З рисунку видно, що на відміну від випадку значного зміцнення матеріалу, ідеально-пластичне включення при вказаних значеннях зусиль буде руйнуватись лише за дії зусиль в діапазоні кутів $43...90^\circ$.

Напруження у веретеноподібному включенні (відношення півосей сфероїда 10) виявились значно меншими ніж для сплюснених, дископодібних включень. Результати обчислень зображено на рис. 4 при зусиллях $N = 3\sigma_T = 600$ МПа, для різних значень коефіцієнта зміцнення.

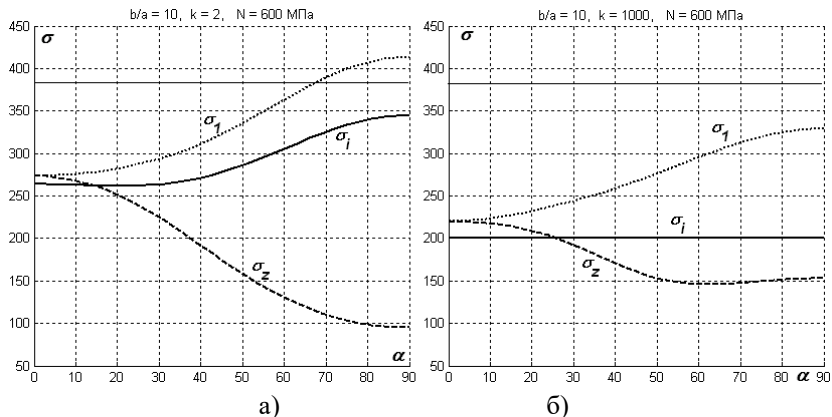


Рис. 4 - Напруження у веретеноподібному включенні: а) значне зміцнення матеріалу; б) ідеально-пластичний матеріал

З рисунку видно, що руйнування для випадку ідеально-пластичного ($k = 1000$) веретеноподібного включення (рис. 4а) при вказаних зусиллях не відбуватиметься у всьому діапазоні напрямку дії зусиль. Максимальні головні напруження отримано для випадку поперечного розтягу і дорівнюють 330 МПа. Для випадку значного зміцнення ($k = 2$) матеріалу (рис. 4б) руйнування включення буде відбуватися при кутах дії зусиль $67...90^\circ$.

Висновки. Запропонована методика дала можливість оцінити напружено-деформований стан масивних конструкційних елементів, що містять сферодні області зі зменшеною межею текучості. Зокрема, з'ясовано, що напруження у веретеноподібному включенні виявились значно меншими ніж для сплюснутих, дископодібних включень. Для веретеноподібних неоднорідностей при навантаженні 600 МПа у включенні почнеться руйнування при кутах дії зусиль $67...90^\circ$, в той час, як для того ж навантаження, включення зруйнується практично при будь-якому напрямку дії зовнішніх зусиль. З проведених досліджень можна зробити висновок, що найбільш небезпечними для конструкційних елементів є сплюснуті дископодібні області зі зниженою межею текучості.

Література

1. Eshelby J.D. The Determination of the elastic field of an ellipsoidal inclusion, and related problems / J.D. Eshelby // Proceedings of Royal Society of London. – 1957. – A241. – P. 376-396.

2. Подільчук Ю.Н. Пространственные задачи теории упругости. / Ю.Н. Подільчук // Киев:Наук, думка, 1979. – 375 с.
3. Подільчук Ю.М. Напружений стан біля еліпсоїдального пружного включення. / Ю.М. Подільчук // Прикл. механіка, 1964, 10, № 5, – С. 527-532.
4. Кунин И.А. Эллипсоидальная неоднородность в упругой сплошной среде / И.А. Кунин, Э.Г. Соснина // Докл. АН СССР. – 1971. – Т. 199. – № 3. – С. 571-574.
5. Писаренко Г.С. Уравнения и краевые задачи теории упругости и ползучести. Справ. пособие / Г.С. Писаренко, Н.С. Можаровский // Киев: Наук. думка, 1981. – 493 с.
6. Шевченко Ю.Н. Термовязкоупругопластические процессы сложного деформирования элементов конструкций. /Ю.Н. Шевченко, М.Е. Бабешко, Р.Г. Терехов //Киев: Наук. думка, 1992. – 328 с.
7. Ильюшин А.А. Пластичность. Основы общей математической теорий. / А.А. Ильюшин // М.: Изд-во АН СССР, 1963. – 271 с.
8. Приходько О.С. Просторовий напружено-деформований стан металевих композитних матеріалів із пружно-пластичним глобулярним наповненням. / О.С. Приходько, Я.М. Пастернак // Технологічні комплекси. – Луцьк: Вид-во ЛНТУ, 2014. – № 2(4). – С. 62-67.
9. Биргер И.А. Методы дополнительных деформаций в задачах теории пластичности //Изв. АН СССР. Механика и машиностроение, 1963. – №1. – С.47-56.
10. Корнейчук. А.А. Квадратурная формула для сингулярных интегралов / А.А. Корнейчук // В кн.: Численные методы решения дифференциальных и интегральных уравнений и квадратурные формулы. // М.: Наука, 1964. – С. 64-74.
11. Космодамианский А.С. Анизотропные многосвязные среды: Учебн. пособие / А.С. Космодамианский. // Донецк: Изд-во Донецк. ун-та, 1970. – С. 233.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

УДК 677.11.021

© В.А. Сай, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПЛЮЩЕННЯ ТРЕСТИ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

У статті наведено методику дослідження плющення стебел трести льону олійного, побудовано графічні залежності умовного тиску від відносної деформації стебел трести льону олійного та визначено основні показники, що характеризують опір плющенню стебел трести льону олійного.

ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, ТРЕСТА, ПЛЮЩЕННЯ, СИЛА.

Постановка проблеми. Поява нових технологій у вторинній переробці льоноволокна значно збільшує спектр використання однотипного неорієнтованого волокна із льону олійного. На жаль, сьогодні одержання такого волокна за вітчизняною технологією збирання і первинної переробки не забезпечує потрібної товарної якості волокна, яке має велику собівартість і є не конкурентноспроможним. Щоб отримувати однотипне неорієнтоване волокно високої якості і низької собівартості, потрібно забезпечити максимальне збереження стеблової частини під час збирання, якісне приготування трести, високу інтенсивність механічних дій під час переробки трести, а також зменшити енергоємність і металомісткість обладнання. Одним із шляхів вирішення цих проблем є розробка нових технологій збирання та первинної переробки стеблової частини льону олійного.

Стебла лляної трести мають пористу структуру, що сприяє поглинанню води і утриманні її в масі матеріалу. Максимальна вологість лляної трести під час її зберігання в умовах льонозаводу допускається до 25 %. Треста, яка піддається переробці на однотипне волокно, повинна мати вологість 8 – 10 % [1, 4]. Тому перед механічною переробкою тресту підсушують за допомогою сушильних машин. Процес підсушування трести потребує великих енергетичних затрат, що значно підвищує собівартість отриманого волокна. Плющення стебел перед сушінням сприяє зменшенню енергетичних затрат на їх підсушування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідження процесу плющення рослинних матеріалів представлені у роботах Крагельського І.В., Особова В.І., Васильєва Г.К., Голяновського А.В.,

Хайліса Г.А., Ковальова М.М., Козлова В.П. та інших науковців [2, 3, 5, 6]. У їх працях представлені результати досліджень плющення сіно соломистих матеріалів, насінневих лляних коробочок і стебел льону-довгунця, коноплі, кенафу. Із підвищенням інтересу до вирощування льону олійного, стебла якого також містять волокно, досить актуальним завданням є дослідження процесу плющення стебел трести льону олійного.

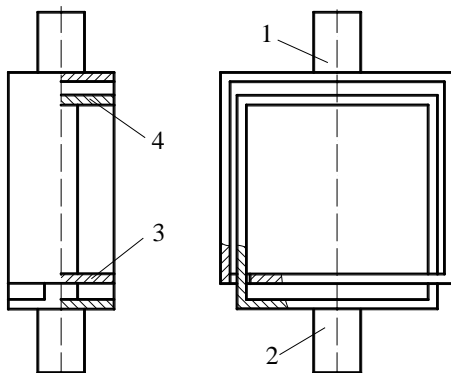
Метою досліджень було визначення закономірностей плющення стебел трести льону олійного та визначення зусилля їх розплющування, яке необхідно знати при виборі технологічних параметрів плющильних робочих органів.

Результати досліджень. Досліди проводилися в лабораторних умовах на екстензометрі (рис. 1, а) з застосуванням пристрою для дослідження стиску трести льону (рис. 1, б).

Під час виконання дослідів між поверхнями стиску закладався треста льону. При обертанні маховика екстензометра треста стискувалася між поверхнями стиску (рис. 2). Вологість трести на час проведення дослідів становила 15 – 17 %.



а



б

Рис. 1 – фото екстензометра з пристроєм для плющення трести льону (а) та б – схема пристрою для плющення: 1 – верхній тримач; 2 – нижній тримач; 3, 4 – притисні пластини

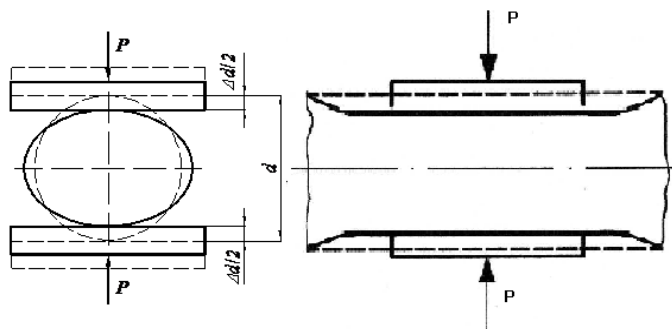


Рис. 2 – Схема навантаження стебла

В процесі роботи фіксували покази індикатора і лічильника екстензометра та записували їх у журнал. За показами індикатора визначали силу стиску користуючись тарувальною таблицею силовимірювальної пружини, а за показами лічильника – величину деформації Δd . Досліди проводилися з десятиразовою повторюваністю.

Умовний тиск q і відносна деформація ε визначалися за формулами:

$$\begin{cases} q = \frac{P}{Bd}; \\ \varepsilon = \frac{\Delta d}{d}. \end{cases} \quad (1)$$

де P – сила стиску, Н; d – діаметр трести льону (так як треста має круглясту форму), мм; Δd – абсолютна деформація трести, мм; B – ширина площадки стиску, мм.

За отриманими експериментальними даними будували графічні залежність умовного тиску від відносної деформації q (ε), які представлено на рис. 3 – 5.

Згідно результатів дослідження при початковому навантаженні на ділянці OA спостерігається прямопропорційна залежність стиску від прикладеного навантаження. При подальшому збільшенні навантаження деформація зростає ще швидше (ділянка AB). В цей момент починається розплющування стебел. Далі на ділянці BC відбувається різке зростання деформації без збільшення навантаження, воно навіть незначно зменшується. Ця ділянка відповідає повному розплющуванню трести, при якому її стінки тріскають. Ділянка CD характеризується повним стискуванням стебла, і при подальшому навантаженні деформується матеріал стебла.

Згідно діаграми q_{np} являє собою межу міцності, а ε_{np} – відповідну йому відносну деформацію; величини q_p і ε_p – межі розчавлювання відповідних величин.

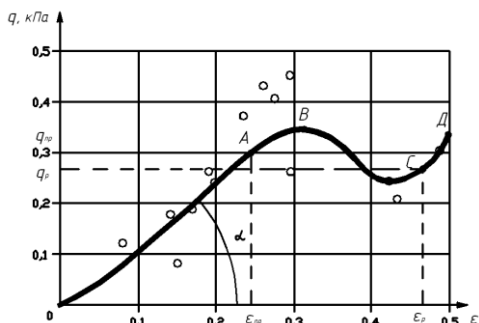


Рис. 3 – Залежність умовного тиску від відносної деформації стебел трести льону олійного у прикореневій частині

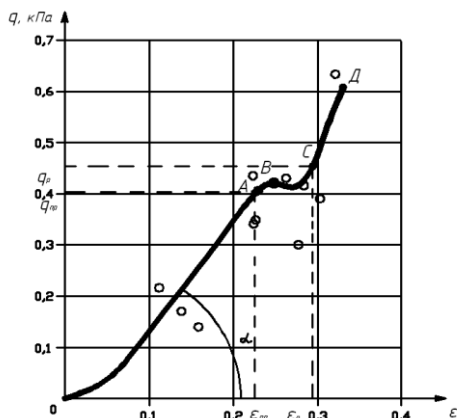


Рис. 4 – Залежність умовного тиску від відносної деформації стебел трести льону олійного у середній частині

Ділянка OA діаграм також характеризується кутом нахилу α , тангенс якого є модулем деформації, тобто:

$$\operatorname{tg} \alpha = E = \frac{q_{np}}{\varepsilon_{np}} \quad (2)$$

Якби залежність $q=f(\varepsilon)$ проходила по прямій лінії, то знаючи значення модуля E , можна встановити тиск, при якому деформація $\Delta d=d$.

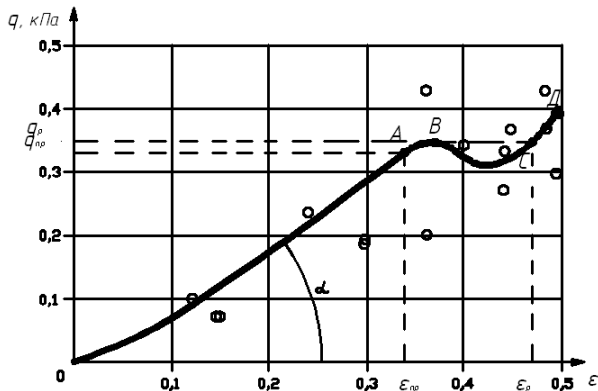


Рис. 5 – Залежність умовного тиску від відносної деформації стебел трести льону олійного у верхній частині

Показники, які характеризують опір стебел плющенню наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Показники, що характеризують опір плющення стебел трести льону олійного

Частина стебла	Діаметр стебла, мм	Значення показників				
		$q_{пр}$, кПа	$\epsilon_{пр}$	q_p , кПа	ϵ_p	E , кПа
Прикоренева	1,5 – 2,8	0,33	0,34	0,34	0,46	0,86
Середня	1,2 – 1,7	0,41	0,23	0,46	0,29	1,37
Верхня	1,1 – 1,5	0,33	0,34	0,35	0,47	0,72

Висновок: Згідно з результатами дослідження межа міцності стебел трести льону олійного складає 0,33 – 0,41 кПа при відносній деформації 0,23 – 0,34, межа розчавлювання – 0,34 – 0,46 кПа при відносній деформації 0,29 – 0,47, модуль деформації – 0,72 – 1,37 кПа.

Література

1. Голуб И.А. Льноводство Беларуси / И.А. Голуб, А.З. Чернушок – Борисов.: Борисовская укрупненная типография имени 1 Мая, 2009. – 245 с.

2. Крагельский И.В. Механический анализ процесса плющения. – Л.: Сельхозгиз, 1936. Том 4. С. 477 – 496.
3. Ковалев Н.Г. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства) / Н.Г. Ковалев, Г.А. Хайлис, М.М. Ковалев. – М.: ИК «Родник», 1998. – 208с.
4. Марков В.В. Первичная обработка льна и других лубяных культур / В.В. Марков. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 376 с.
5. Особов В.И. Машины и оборудование для уплотнения сенокосомыстных материалов / В.И. Особов, Г.К. Васильев, А.В. Голяновский. – М.: Машиностроение, 1974. – 231 с.
6. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Г.А. Хайлис. – К.: УААН, 2002. – 374 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

УДК 631.53.027.3

© Є.К. Сербій, к.т.н.

УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

СТАТИСТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИСКРЕТНОЇ МОДЕЛІ ДРАЖИРОВАНОЇ НАСІНИНИ

Виконано статистичне дослідження дискретної моделі дражированої насінини, за результатами якого обґрунтовано доцільність використання часток заповнювача діаметром 0,5...0,63 мм з середнім значенням 0,565 мм та середньоквадратичним відхиленням не більше 0,02 мм та відносною кількістю за масою в межах 0,6...0,7.

ДИСКРЕТНА МОДЕЛЬ, МЕЗОЧАСТКА, ДРАЖИРОВАНЕ НАСІННЯ, КООРДИНАЦІЙНЕ ЧИСЛО, ПОРИСТІСТЬ, ПЛОЩА ПОВЕРХНІ, ЗАПОВНЮВАЧ, ЗВ'ЯЗУЮЧА РЕЧОВИНА, БЕНТОНІТ, ГУМАТИ.

Постановка проблеми. Поява нових матеріалів визначає розвиток всіх галузей промисловості, в тому числі сільськогосподарського виробництва, та є одним з найважливіших напрямків сучасних досліджень. Зміни укладів життя людства пов'язані

з відкриттям і освоєнням виробництва нових матеріалів. Матеріали - це шаблі нашої цивілізації, а нові матеріали - це трамплін для стрибка в майбутнє, що змінює вигляд нашого буття.

Одним з найважливіших критеріїв, що визначає пріоритетні технології, є здатність докорінно змінити, “перевернути” всю структуру виробництва, а можливо, і соціальних умов життя людства. До таких технологій, безперечно, належать інформаційні технології, біотехнології, гена інженерія, а в сільському господарстві однією з пріоритетних технологій у рослинництві є використання дражированого насіння, і всі вони ґрунтуються на одержанні та використанні нових матеріалів. За експертними оцінками в найближчі 20 років 90% матеріалів будуть замінені принципово новими, що призведе до революції в різних областях техніки, у тому числі у сільськогосподарському виробництві. Про перспективність робіт з створення нових матеріалів свідчить і той факт, що майже 22% світових патентів видаються на винаходи в цій області. Про це ж говорить і динаміка зростання світових ринків основних видів нових матеріалів.

Одним з напрямків, якому в усіх промислово розвинених країнах приділяється особлива увага, є проектування та використання “розумних” матеріалів, з яких виготовляються конструкції з адаптивно мінливими властивостями. На теперішній час розробляються “розумні” обшивки корпусів морських суден, самозміцнених лопатей вертольотів, звукопоглинальних промислових конструкцій. В сільськогосподарському виробництві, також має бути місце «розумним» матеріалам, наприклад – адаптивні ґрунтообробні органи, оброблене насіння сільськогосподарських культур, оболонка якого змінює свої властивості в залежності від ґрунтового-кліматичних умов.

Також в останні роки в усьому світі відбувається швидке зростання комп'ютерних технологій у всіх сферах сучасних досліджень. У матеріалознавчій науці і технологічній практиці отримання нових матеріалів стрімко розвивається новий напрямок - комп'ютерне конструювання нових продуктів і технологій їх виготовлення. Прогрес в цій області пов'язаний з розвитком методів динаміки часток, фізичної мезомеханики (дискретні методи), що описують рух мезооб'ємів в навантажених матеріалах. Ці методи дозволяють будувати комп'ютерні моделі, прогнозувати поведінку матеріалу в різних умовах навантаження та інших зовнішніх впливах (температура, вологість), здійснювати діагностику стадії передруйнування конструкцій.

Широкі можливості методів дозволяють також здійснювати комп'ютерне конструювання матеріалу із заданими механічними властивостями [1].

Нова ера технологічного прориву в усіх галузях, особливо у сільськогосподарському виробництві потребує появи нових матеріалів з особливими властивостями, що працюють в різноманітних та змінних умовах. Наприклад, в галузі рослинництва створення і використання дражированого насіння вимагатиме розроблення нових підходів проектування для ефективного застосування природних матеріалів у композиціях оболонок дражированого насіння адаптованого до різних ґрунтово-кліматичних умов.

Виходячи з цього прогнозування властивостей та обґрунтування кількісного складу композиції для дражировання насіння є своєчасною та актуальною задачею наукових досліджень в галузі сільськогосподарського виробництва.

Аналіз останніх досліджень. Розвиток дискретних методів досліджень робить актуальним створення систем автоматичного проектування і дизайну матеріалів та пристроїв. Методи дискретної механіки в даний час інтенсивно розвиваються і впроваджуються в різні галузі науки [2], в тому числі і в сільське господарство.

При виконанні умов, що накладаються класичною механікою, якщо з достатньою точністю відомо міжчасткове силове поле, якщо можливо розв'язувати рівняння руху і правильно задавати початкові умови, то результат розрахунку має статус обчислювального експерименту (*in silico*). Тобто результат можна порівнювати з експериментально вимірюваними величинами і, що дуже важливо, отримувати інформацію про параметри, які майже неможливо фізично виміряти [3].

Принципові обмеження на використання методу часток відсутні і на мезомасштабному рівні структурними одиницями моделювання доцільно вважати не окремі атоми і молекули, а їх агрегати (флокули, кластери, частки матеріалу).

Інформативність результатів моделювання виявляється максимальною, якщо програмне забезпечення для моделювання розробляється з урахуванням конкретних прикладних задач і виконано в програмному забезпеченні, початково орієнтованому на ресурсномісткі обчислення. Вже в найближчій перспективі обчислювальним інструментарієм для розвитку пріоритетних напрямків має стати GRID-технології [4].

Методу часток та його використанню присвячені численні ресурси Internet, підтримувані як комерційними розробниками, так і

некомерційними дослідницькими організаціями. На умовах загальнодоступних ліцензій (GPL або BSD) поширюються пакети процедур, що реалізують окремі стадії чисельного рішення систем. Для загальнодоступних пакетів процедур не характерний недолік комерційних пакетів CAD/CAE - «непрозорість» моделювання процесу, відсутність доступу до довільних характеристик. Однак у більшості випадків витрати часу на зв'язування різних загальнодоступних програмних інтерфейсів істотно перевищує витрати часу на аналіз і реалізацію обчислювального ядра - розрахункових алгоритмів на універсальній алгоритмічній мові. Зміщенню акцентів до реалізації авторського програмного забезпечення сприяє і послаблення вимог до обчислювальної ефективності - закономірний наслідок процесу зростання швидкодії EOM [5].

Рішення системи рівнянь динаміки часток можна виконати з використанням універсальних пакетів символічної або чисельної математики (Mathcad, MATLAB, Maple та ін.), проте для подібного підходу характерна порівняно невисока обчислювальна швидкість. Однак, реалізація розрахункової схеми мовою пакету символічної або чисельної математики за витратами часу розробника набагато швидша у порівнянні з реалізацією в автономному програмному забезпеченні.

Нарешті необхідність обліку тангенціальних сил ускладнює використання існуючих пакетів молекулярної динаміки та динаміки часток.

В основі розрахункової схеми [6-9] полягає модель формування структурних одиниць мезоструктури композиту (часток заповнювача - піску, у матриці зв'язуючого компоненту – суміші бентоніту та гумітів з водою). Рух часток заповнювача відбувається під дією: сили тяжіння, сил контактної взаємодії (представлені центрально-симетричним полем відштовхування-притягування) і сил взаємодії з межами розрахункової області.

Обчислювальне ядро виконано у Maple з використанням процедур MathLab. Результати обчислювального експерименту представляються обчислювальним ядром в текстовій формі (формат інформації - txt - ASCII-дані, розділені комами, напівавтоматичним чином генерується та сприймається Maple), в тому числі - мовою Maple пакет, який на платформі Microsoft може бути використаний для візуалізації конфігурацій часток.

Сама по собі дискретна модель модельованого дражированого насіння не є кінцевим результатом досліджень, а може бути використана для статистичного аналізу, враховуючи внутрішню його

структуру, або вихідним об'єктом для динамічних розрахунків з визначенням міцнісних та гідрофільних показників.

Мета роботи. Виконати статистичне дослідження дискретної моделі дражированої насінини, за результатами якого обґрунтувати кількісні показники композиції для дражування насіння.

Результати дослідженн. Результатом формування моделі дражированої насінини (рис. 1) методом часток є структура даних, що включає в якості полів:

- координати центрів X_i, Y_i, Z_i , діаметри D_i , маси M_i , швидкості V_i , прискорення a_i та координаційні числа K_i часток моделі;
- двовимірні масиви «сусідів» кожної частки та відстані до них;
- кількісний склад композиції для дражування та фізико-механічні властивості вхідних елементів;
- статистичні параметри моделі драже: пористість $K_{\text{пор}}$, кількість часток у драже N_s , середнє координаційне число K_{sr} , середня відстань між сусідніми частками L_{sr} , площа поверхні часток S_s , середній еквівалентний діаметр D_k об'єму зв'язуючої речовини між частками, об'єм часток V_s , об'єм бентоніту V_b та об'єм гумітів V_g у драже;
- одновимірний масив відносних відхилень δL відстаней між частками від їх рівноважного положення.

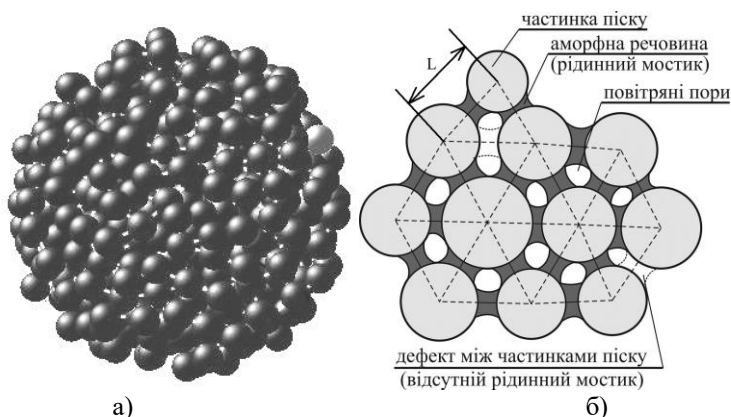


Рис. 1 - Дискретна модель дражированої насінини (при $D_s=0,47\text{мм}$, $\sigma_D=0,01\text{мм}$, $n_s=0,7$, $n_g=0,1$, $n_b=0,2$): а – 3D - зображення моделі, б – 2D - фрагмент моделі

При постановці обчислювальних експериментів керуючими змінними були обрані:

- D_i : діаметр часток заповнювача;
- σ_D : середнє квадратичне відхилення діаметру часток заповнювача;
- n_s : відносна кількість заповнювача (піску або перліту) за масою;
- n_b : відносна кількість бентоніту за масою;
- n_g : відносна кількість гумату за масою.

Фізико-механічні параметри трьох складових композиції для дражування насіння було прийнято при значенні їх вологості, яка відповідає насиченню адсорбованою з повітря вологою при нормальних умовах, що співпадає з вимогами для зберігання насінневого матеріалу більшості сільськогосподарських культур (оптимальна вологість для зберігання насіння більшості овочевих культур 12...15%).

В сукупній дії вказані змінні повністю визначають фізико-механічні параметри драже. У першому обчислювальному експерименті фактори D_i , σ_D варіювалися відповідно з повнофакторним планом для двофакторної квадратичної експериментально-статистичної моделі (таблиця 1), а інші дорівнювали: $n_s=0,7$, $n_b=0,2$, $n_g=0,1$.

Враховуючи вірогідніший характер побудови дискретної моделі дражированої насінини, одна його реалізація не може дати істинну картину, тому кожен чисельний експеримент з формування дискретної моделі було проведено у трикратній повторності і кожна величина визначалась, як математичне очікування.

Таблиця 1 – Рівні варіювання факторами D_i , σ_D

Рівень	Фактори	
	D_i , мм	σ_D , мм
-1	0,32	0,01
0	0,47	0,05
+1	0,63	0,09

В результаті виконання обчислювальних експериментів визначено:

- залежність кількості часток у драже (рис. 2);
- залежність площі поверхні часток у драже (рис. 3);

- відносна кількість відхилень $P_{\delta L}$ відстаней δL між частками від їх рівноважного положення у драже (рис. 4);
- залежність середнього координаційного числа часток у драже (рис. 5);
- залежність пористості драже (рис. 6);

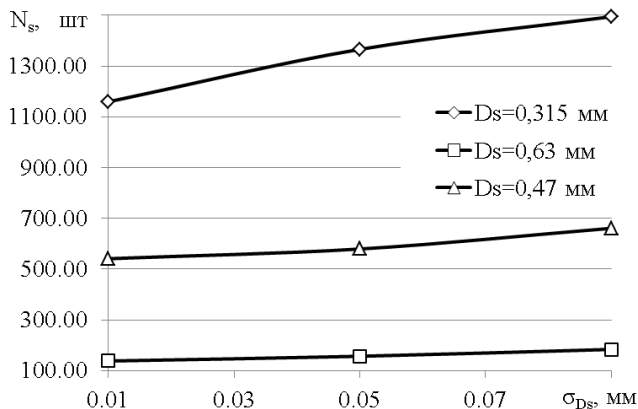


Рис. 2 - Залежність кількості часток у драже від σ_{Ds}

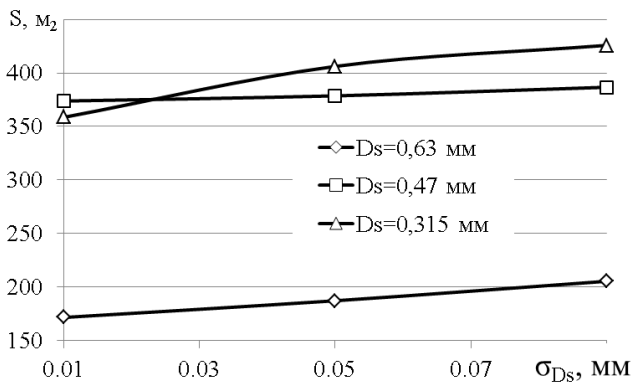


Рис. 3 - Залежність площі поверхні часток у драже від σ_{Ds}

З рис. 2 та рис. 3 видно, що збільшення діаметру часток заповнювача призводить до зменшення їх кількості у дражированій насінині та зменшенню сумарної площі їх поверхонь.

Механізм формування міцності матеріалу полягає у зв'язуванні часток заповнювача зв'язуючими компонентами з бентоніту, гумітів та води. Повна енергія міжмолекулярної взаємодії

зв'язуючого компоненту складається з енергії витраченої на зовнішнє формування сил поверхневого натягу (створення міжмолекулярного зв'язку на поверхні зчеплення з заповнювачем та вільної поверхні на границі розділу з повітрям) та внутрішньої енергії міжмолекулярного зв'язку (сили Ван дер Ваальса), саме яка в більшості і визначає міцність речовини.

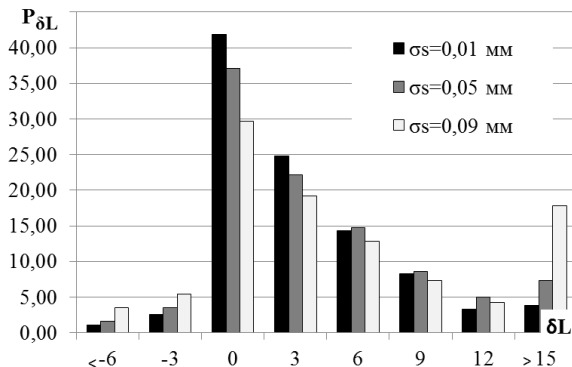


Рис. 4 - Відносна кількість відхилень $P_{\delta L}$ відстаней δL між частками від їх рівноважного положення у драже (при $D_i=0,63$).

Таким чином, при збільшенні площі вільної поверхні часток збільшується енергія поверхневого натягу, а оскільки повна енергія міжмолекулярного зв'язку незмінна, то це призводить до зменшення енергії внутрішнього міжмолекулярного зв'язку, що формує міцність матеріалу. Отже, для збільшення міцності драже доцільно використовувати заповнювач, як можна більшого діаметру, однак малі розміри дрібного овочевого насіння (розміри насіння моркви – 2,5x1,2x0,9 мм, капусти – 2x1,8x1,7 мм) обмежують діаметр заповнювача, враховуючи нормальний ряд решіт для фракційного розподілу, в межах 0,5...0,63 мм.

При формуванні драже, внаслідок стохастичного розташування часток заповнювача і його дисперсності, упаковка цих часток не є регулярною і відстані між ними не відповідають умовам статичної рівноваги (рівноважного положення двох часток і зв'язуючого компоненту між ними) [8]. Це означає, що при формуванні драже зволожений зв'язуючий компонент між частками заповнювача знаходиться в напруженому стані (найчастіше в розтягнутому) і при висиханні його міцність буде слабкішою, ніж при умовах рівноважного стану. З рис. 4 видно, що при збільшенні середньоквадратичного відхилення діаметру часток від 0,01 до 0,09 мм суттєво зменшується

відносна кількість врівноважених (та близьких до врівноваженого) зв'язків між частками. Так, для відхилень відстаней між частками від рівноважного в межах $\pm 3\%$ відносна кількість зв'язків зменшується від 67 до 49%, а відносна кількість зв'язків при відхиленні більше 15% суттєво збільшується з 4 до 18%. Все це, а також данні рис. 2 та рис. 3, дозволяють зробити висновок про доцільність використання часток з найменшим середньоквадратичним відхиленням їх діаметрів. Враховуючи встановлені межі для діаметру заповнювача 0,50...0,63 мм (середній діаметр 0,565 мм) та правило 3σ , середньоквадратичне відхилення діаметру часток має бути близько 0,02 мм.

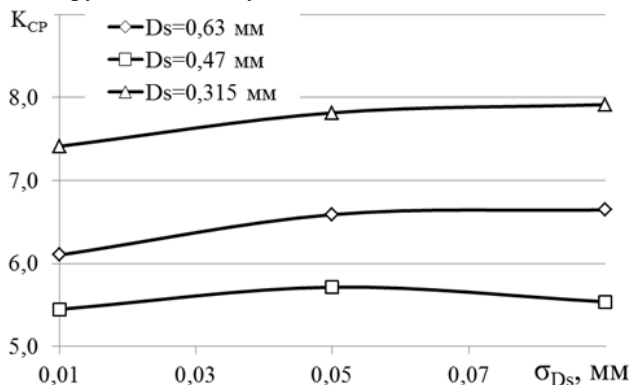


Рис. 5 - Залежність середнього координаційного числа часток у драже від σ_{Ds}

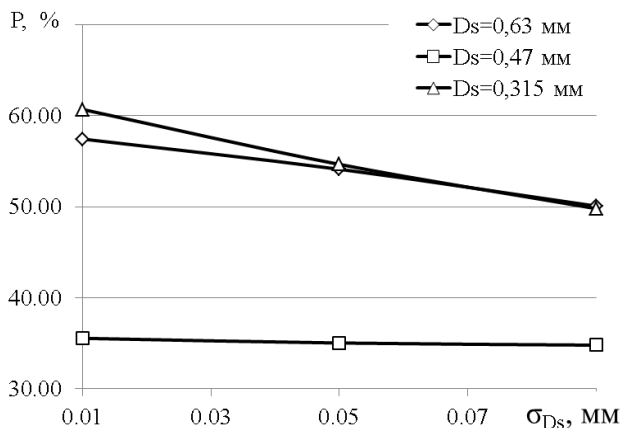


Рис. 6 - Залежність пористості не зволоженого драже від σ_{Ds}

З рис. 5 та рис. 6 також бачимо, що використання часток розмірами у вказаному діапазоні сприяє формуванню їх укладки с координаційним числом близьким до 6, яке відповідає кубічній щільній укладці часток. При збільшенні середньоквадратичного відхилення діаметру часток спостерігається незначне збільшення середнього координаційного числа, що можна пояснити заповненням простору між великими частками більш малими, а також зменшення пористості та розмірів пор, що негативно буде впливати на повітряно-водний обмін між насінною та зовнішнім середовищем.

Компоненти зв'язуючої частини – бентоніт та гумати, як хімічно-активні речовини, активно поглинають вологу та мають високу ступінь набухання [10] (рис. 7). Тому при попаданні у вологий ґрунт бентоніт і гумати будуть збільшуватись за розмірами, що сприятиме зменшенню пористості драже насінни. Так, враховуючи фізико-механічні параметри компонентів для дражування, при збільшенні об'ємів бентоніту і гуматів у два рази при діаметрі часток 0,57 мм пористість зменшиться до 38%, що є задовільним показником з точки зору агрономії [11].

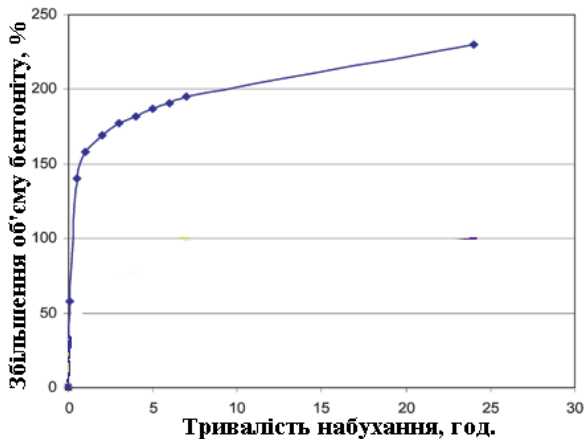


Рис. 7 - Залежність об'єму бентоніту від зміни часу набухання [10]

Другий чисельний експеримент проведено з варіюванням складу композиції (табл. 2), діаметр часток прийнято 0,57 мм з середньоквадратичним відхиленням 0,02 мм.

Таблиця 2 – Склад композицій при проведенні другого чисельного експерименту

№ експерименту	n_s	n_b	n_g
1	0,55	0,05	0,10
2	0,70	0,10	0,20
3	0,85	0,15	0,30

За результатами другого чисельного експерименту встановлено:

- залежність кількості часток у драже від відносної їх кількості за масою (рис. 8);
- залежність сумарної площі часток від відносної їх кількості за масою (рис. 9);
- відносну кількість відхилень $P_{\delta L}$ від рівноважного положення відстаней δL між частками у драже (рис. 10);
- залежність координаційного числа від відносної кількості часток за масою (рис. 11);
- залежність пористості зволоженого драже від відносної кількості часток за масою (рис. 12).

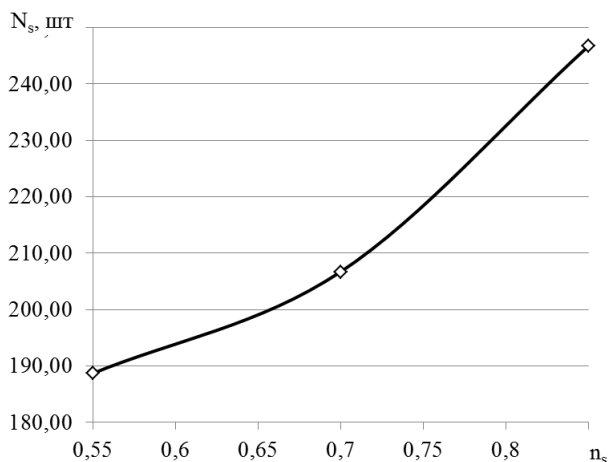


Рис. 8 - Залежність кількості часток у драже від відносної їх кількості за масою

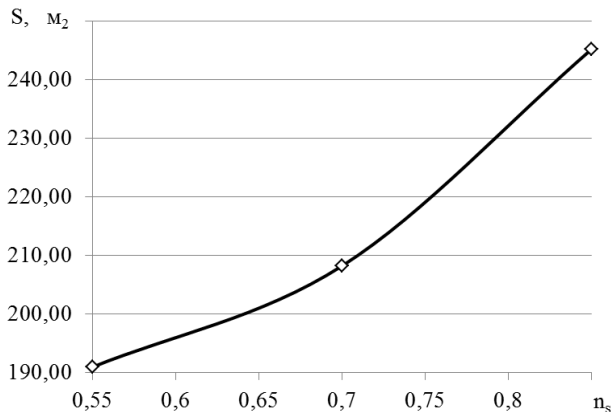


Рис. 9 - Залежність сумарної площі часток від відносної їх кількості за масою

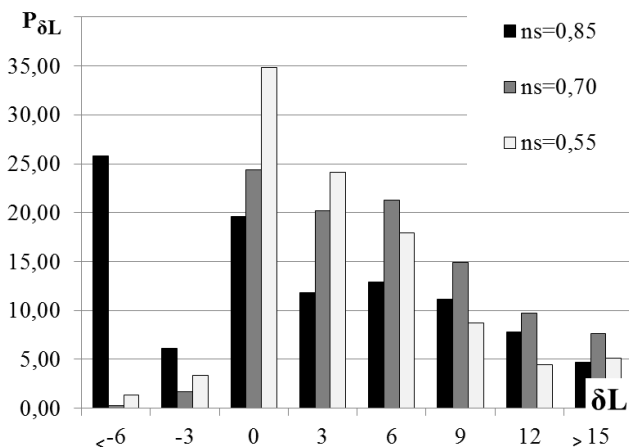


Рис. 10 - Відносна кількість відхилень $P_{\delta L}$ від рівноважного положення відстаней δL між частками у драже

Залежності з рис. 8 та рис. 9 свідчать про те, що збільшення відносної кількості часток заповнювача за масою суттєво не впливає на їх кількість та сумарну площу у драже. Але, як видно з рис. 10, при збільшенні відносної кількості часток заповнювача від 0,55 до 0,85 значно зменшується кількість врівноважених (та близьких до врівноваженого) зв'язків між частками. Так, для відхилень відстаней

між частками від рівноважного в межах $\pm 3\%$ відносна кількість зв'язків зменшується від 59 до 31%, а відносна кількість зв'язків при відхиленні менше 6% суттєво збільшується з 1 до 26%. Це дозволяє зробити висновок про доцільність використання меншої кількості часток наповнювача і більшої кількості гуматів та бентоніту, що також позитивно вплине на міцність драже.

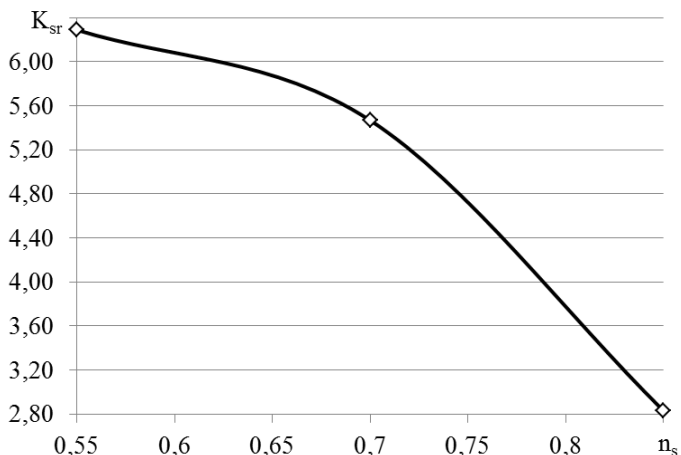


Рис. 11 - Залежність координаційного числа від відносної кількості часток за масою

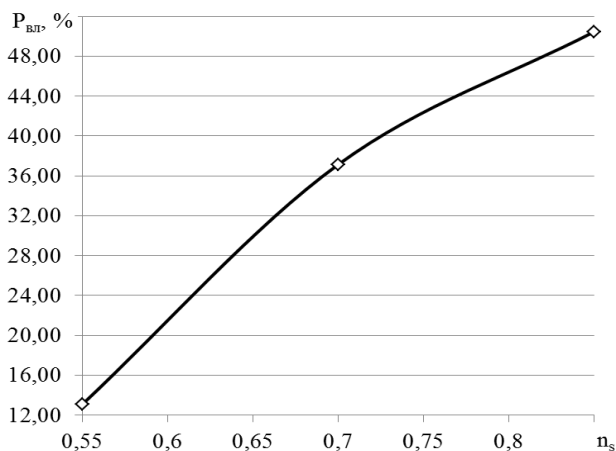


Рис. 12 - Залежність пористості зволоженого драже від відносної кількості часток за масою

Залежності на рис. 11 та рис. 12 так само свідчать про доцільність зменшення відносної маси часток заповнювача. Так при зменшенні часток заповнювача від 0,85 до 0,55 координаційне число збільшується з 2,8 до 6,8, а пористість зменшується з 51 до 13%. Однак занадто мале значення пористості зволоженого драже може привести до зменшення доступу повітря до насінини, що негативно вплине на її розвиток. Враховуючи агрономічні вимоги до умов проростання насіння у ґрунті [11] у першому наближенні приймаємо відносну кількість часток заповнювача в межах від 0,6 до 0,7. В цьому діапазоні координаційні числа змінюватимуться від 5,5 до 6,1, а пористість зволоженого драже – від 22 до 37 %.

Уточнення кількісного складу елементів композиції повинно бути виконано за динамічним дослідженням дискретної моделі дражированої насінини.

Висновки:

1. У універсальному пакеті символічної математики Maple розроблено обчислювальне ядро, що генерує дискретну модель дражированої насінини та розраховує її статистичні показники: пористість, кількість часток у драже, середнє координаційне число, середня відстань між сусідніми частками, площа поверхні часток, середній діаметр об'єму зв'язуючої речовини між частками, об'єм часток, об'єм бентоніту та об'єм гумітів.

2. Виконано статистичне дослідження дискретної моделі дражированої насінини, за результатами якого обґрунтовано доцільність використання часток заповнювача діаметром 0,5...0,63 мм та середньоквадратичним відхиленням не більше 0,02 мм, кількість якого буде в межах 0,6...0,7 від загальної маси.

Література

1. Терещенко Г.Ф., Путилов А.В. Новые материалы как перспективная химическая продукция и технологии их получения. Перспективы создания и внедрения новых технологий для производства химической продукции в России [Электронный ресурс] / Доклад на Российском конгрессе “Химическая промышленность на рубеже веков: итоги и перспективы”. Министерство науки и технологий Российской Федерации. - Режим доступа: http://www.chem.msu.ru/rus/journals/membranes/3/puti_tx6.htm

2. Kalinichev A.G., Kirkpatrick R.J. Molecular dynamics Modeling of Chloride Binding to the surface of Calcium Hydroxide, Hydrated Calcium Aluminate, and Calcium Silicate Phases. - Chem. Matter. - 2002., v.14. - p.3539–3549.

3. Шайган К. В. Молекулярная динамика биополимеров // Проблемы регуляции в биологических системах / Под общей ред. А. Б. Рубина. – М.-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006. – 480 с.

4. Интернет-портал по грид-технологиям [Электронный ресурс] . - Режим доступа: <http://gridclub.ru/about> (доступ 30.03.2012)

5. Королев Е.В. Отчет о НИР «Разработка технологии наномодифицирования композиционных строительных материалов с использованием уникального комплекса исследовательского оборудования научно-образовательного центра по направлению «Нанотехнологии» МГСУ» по теме «Моделирование структуры наномодифицированного композиционного материала» (промежуточный). - МГСУ, Москва. - 2012 г. - 121 с.

6. Сербий Е.К. Природные компоненты для дражирования семян // Материалы Международной научно-технической конференции «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве». Т.2. – Минск, 2012, стр. 253-261

7. Сербій Є.К., Новохацький М.Л. Можливості пролонгованого використання елементів дражувальної оболонки насіння овочевих культур // Праці / ТДАТУ – Вип. 12. Т.4. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – стр. 70-80

8. Сербій Є.К. Дискретна модель дражированої насінини. Збірник наук. праць. Випуск 17 (31): “Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України”. Том 2. - Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2013. - стор. 158-175.

9. Сербий Е.К. Концепция дискретного моделирования дражированных семян // Материалы Международной научно-технической конференции «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве». – Минск, 2013.

10. Мотылева Т.А., Казанцев В.В., Смирнова Н.В. Опыт применения полианионной целлюлозы AquaPAC® Regular при бурении скважин на Арктическом шельфе [Электронный ресурс] / Бурение и нефть. – 2010, №3. - Режим доступа: <http://burneft.ru/archive/issues/2010-03/8>

11. Апарин Б.Ф. Почвоведение: уч. — М.: Академия, 2012. - 256 с.

Рецензент д.т.н., проф. Кушнар'єв А.С.

УДК 631.331

© І.Є. Цизь, к.т.н., В.І. Задорожний
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ СТЕБЕЛ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ВЕРБИ

У статті описано функціональну схему модернізованої машини для подрібнення стебел енергетичної верби. Наведено конструкцію лабораторної установки для дослідження геометричних параметрів процесу різання стебел та результати дослідження впливу цих факторів на зусилля різання.

ЕНЕРГІЯ, ВЕРБА, СТЕБЛО, РІЗАННЯ, ЗУСИЛЛЯ, КУТ, РІВНЯННЯ РЕГРЕСІЇ.

Постановка проблеми. Сьогоднішня ситуація в Україні та світі вказує на необхідність зменшувати споживання газу шляхом пошуку нових відновлюваних видів енергії. Енергетичну залежність від зовнішніх постачальників природного газу можна значно послабити шляхом розвитку виробництва твердого палива з рослинних матеріалів.

На сьогоднішній день відомо близько 20 видів швидкоростучих рослин, які можна вирощувати для отримання рослинної біомаси. Це евкаліпт, тополя, верба, міскантус та інші. Зібрана біомаса використовується для виробництва теплової та електричної енергії, може бути сировиною для виробництва твердого біопалива, як паливні гранули і брикети. Серед усіх енергетичних рослин у світі саме верба сьогодні використовується в якості основної енергетичної культури для виробництва твердого палива. Найбільший досвід у її продукуванні і вирощуванні мають такі країни як Швеція, Англія, Ірландія, Польща, Данія. Найбільші плантації верби у Швеції, які складають приблизно 18 000 – 20 000 га, в Польщі - більше 6 000 га. В Україні, незважаючи на велику кількість вільних земель несільськогосподарського призначення, промислових посадок енергетичних рослин поки що недостатньо.

Аналіз останніх досліджень. Енергетична верба - це сільськогосподарська культура, урожайність якої в перерахунку на калориметричні показники найбільша серед інших енергетичних рослин, і досягає 20 тон сухої маси з 1 гектара. Також енергетична верба ідеально підходить для залучення забруднених земель, малопродуктивних з точки зору вирощування сільськогосподарських

культур, застосовується у протиерозійних заходах для укріплення ґрунтів. Плантації енергетичної верби є природними фільтрами для видалення відходів агропромислового виробництва, застосовуються в місцях накопичення біологічних відходів фермерських господарств і є природним фільтром для очищення ґрунтів від пестицидів, а також створює сприятливі умови для вирощування на цих землях після енергетичних плантацій традиційних сільськогосподарських культур.

В Україні цей напрям господарювання став розвиватися недавно, протягом останнього десятиріччя, але вже можна відзначити певні успіхи – енергетичні плантації верби у нас зростають на площі близько 1,5 тис. га. Як правило, урожай з енергетичних плантацій верби збирають через кожних 2-3 роки, за які верба виростає до 5...6 м, а деякі сорти можуть досягти до 8 м, і з одного саджанця може збиратися у два періоди. Збирання проводиться комбінованими машинами із одночасним подрібненням або сировина спочатку зрізується сегментними косарками, а після цього лоза перевозитися до місця подрібнення її у щепу за допомогою промислових подрібнювачів деревини. Дані подрібнювачі приводяться в рух електродвигуном, чи від валу відбору потужності трактора, що забезпечує мобільність подрібнювача. Також вони можуть комплектуватись додатковими доподрібнювачами. Далі подрібнена сировина висушується до необхідної вологості і пресується у паливні гранули, пелети, чи брикети.

Аналіз конструкцій подрібнювачів деревини, які використовуються у лісовій галузі показало, що вони не забезпечують бажаних економічних показників процесу подрібнення. При розробці нових конструкцій слід прагнути створити машину, що здатна переробляти лозу з якомога меншими затратами енергії на різання, але при цьому зберегти чи підвищити продуктивність подрібнювача.

Мета дослідження - розробка конструкції лабораторної установки та дослідження силових параметрів процесу різання стебел енергетичної верби.

Результати дослідження. Для подрібнення відходів деревини та деревообробки розроблено та налагоджено випуск машини дискового типу ПЛ-160Е з приводом від електродвигуна та ПЛ-160 з приводом від ВВП трактора, яка набула значного поширення на Західній Україні, за рахунок низької ціни і державних програм з підтримки власного виробництва.

Проте дообладнання такої машини пристроями для подачі стебел енергетичної верби забезпечило б розширення функціональних її можливостей. Таким найпростішим пристроєм може бути стрічковий

конвеєр. На рис. 1 наведена функціональна схема подрібнюючої машини обладнаної конвеєром.

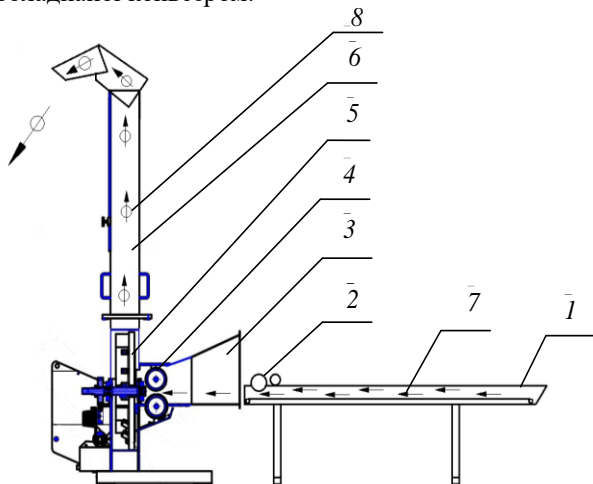


Рис. 1 - Функціональна схема машини ПЛ-160 дообладнаної для подрібнення енергетичної верби: 1– стрічковий транспортер; 2 – притискні ролики; 3 – бункер подрібнювача; 4 – подаючі барабани; 5 – рубаючий диск; 6 – вихідна горловина; 7– енергетична верба; 8 – тріска

Ефективне використання даного подрібнювача для енергетичної верби вимагає уточнення кутів встановлення ножів та подачі матеріалу з метою зменшення енергетичних затрат на виконання процесу.

Для проведення дослідження з впливу зазначених факторів на зусилля різання було розроблено і виготовлено лабораторну установку (рис. 2). Установка складається з основи 1 на якій встановлено направляючу 2 з фіксуючи механізмом 3. Цей механізм утримує штангу 4 із встановленим ножом 5 у верхньому положенні. Штанга 4 може обертатись навколо осі 6 та з'єднана з основою за допомогою вуха 7. На штангу встановлюється вантаж 8, який і створює зусилля різання. Також на основі встановлено протиріжучу пластину 9 з притискачем 10. Звільнення штаги здійснюється поворотом рукоятки 11, після чого штанга із ножом переміщується та здійснюється процес рубки. На основі встановлено гумовий демпфер 12, який гальмує штангу після завершення процесу рубки.

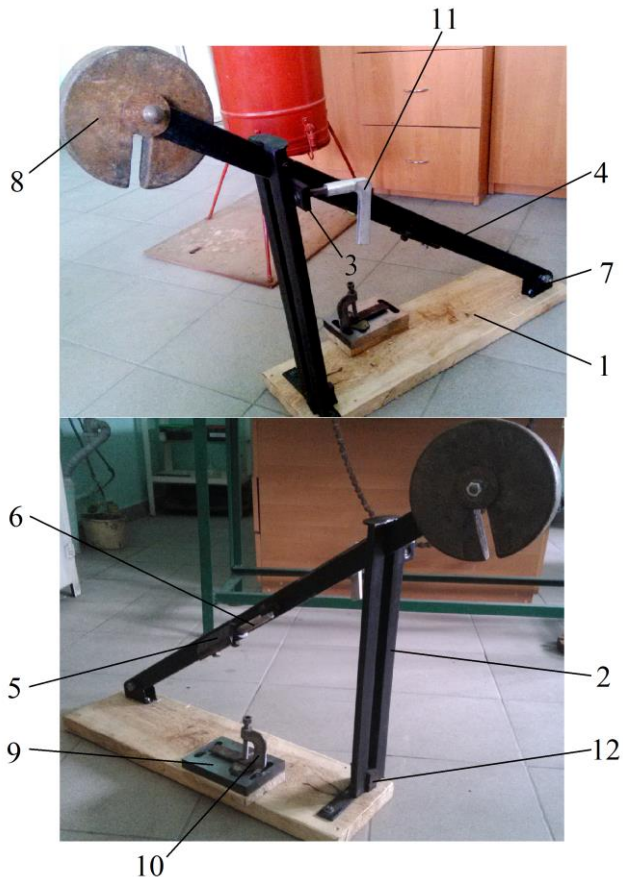


Рис. 2 - Фото лабораторної установки: 1 – основа; 2 - направляюча; 3 - фіксуєчий механізм; 4 - штанга; 5 - ніж; 6 - вісь; 7 - вухо; 8 - вантаж; 9 – протирижуча пластина; 10 - притискач; 11 - рукоятка; 12 - демпфер

Для кількісної оцінки впливу зазначених факторів та отримання математичної моделі цього процесу у вигляді рівняння регресії, було проведено дослідження із застосуванням математичного методу планування експерименту.

Під час дослідження змінювались кут встановлення ножа 5 та кут подачі стебла, а також діаметр стебла. Вихідним параметром була

мінімальна маса вантажу за якої якісно відбувався процес різання. Після того, як процес різання проходив вдало фіксувалась маса вантажу 8, який була встановлено, для отримання значення зусилля різання.

Зміна факторів під час досліджень здійснювалась на рівнях наведених у табл.

Таблиця - Фактори і рівні варіювання

Рівні варіювання	Фактори		
	Середній діаметр стебел, d, мм.	Кут подачі стебел, α, град.	Кут встановлення ножа, γ, град.
	x ₁	x ₂	x ₃
Верхній (+1)	20	15	10
Основний (0)	19	10	5
Нижній (-1)	18	5	0
Інтервал варіювання, ε	1	5	5

Експеримент містив двадцять сім дослідів по три повторюваності у кожному. Зусилля різання визначали через масу вантажу за якого відбувалось якісне перерізання стебла. Обробка даних трифакторного експерименту здійснювалась на ПЕОМ розробленою програмою у середовищі Mathcad 14.

В результаті розрахунку за даною програмою отримали рівняння регресії у кодованому вигляді, а підставивши фактори у натуральному вигляді отримали:

$$F = 4926.545 + 13.208 \cdot d^2 - 501.904 \cdot d - 46168 \cdot \alpha^2 + 9.2336 \cdot \alpha - 135 \cdot \gamma^2 + 1.35 \cdot \gamma. \quad (1)$$

За отриманим рівнянням регресії були побудовані поверхні відгуку та графіки ліній рівня (рис. 3.) для відслідковування динаміки зміни вмісту зусилля різання.

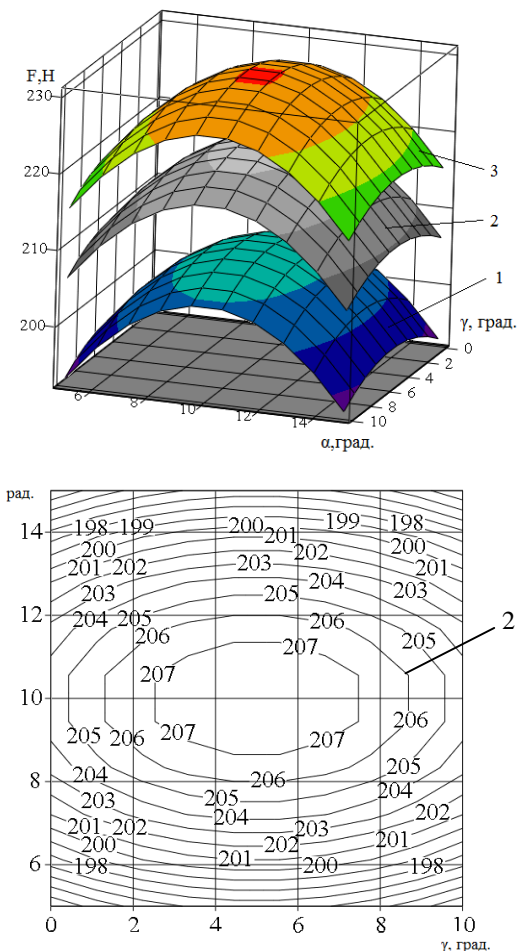


Рис. 3 – Залежність зусилля різання від кутів подачі стебел α та встановлення ножа γ , для середнього діаметра стебел: 1 - $d=18$ мм; 2 - $d=19$ мм; 3 - $d=19$ мм

Висновок. Аналіз отриманих результатів показує, що всі досліджувані фактори мають суттєвий вплив на зусилля різання.

При зміні кута встановлення леза від 0^0 до 5^0 сила, яка витрачалась на процес різання зростає, а за подальшого зростання кута встановлення леза навпаки зменшується. Чим більший кут різання тим більша площа різання, а отже і затрачена сила є більшою, але слід

пам'ятати, що при прямій подачі якість тріски гірша ніж при подачі її під кутом 5^0 . Отже кут під яким слід подавати стебла енергетичної верби повинен становити $3-5^0$.

Література

1. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета аппаратов / Резник Н.Е. – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.
2. Босой Е.С. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И, Султан-Шах Е.Г. – М: Машиностроение, 1980. – 565 с.
3. Salix-energy. Офіційний сайт. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.salix-energy.com>
4. Новик Ф.С. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов / Ф.С. Новик, Я.Б. Арсов. – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 304 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.331

© І.С. Цизь, к.т.н., Б.В. Радчук
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КАПСУЛЮВАННЯ ЧАСТИНОК МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ ОРГАНІЧНИМ САПРОПЕЛЕМ

У статті описано технологічну схему приготування гранульованих органо-мінеральних добрив шлях капсулювання мінеральних частинок органічним сапропелем. Наведено конструкцію лабораторної установки для реалізації запропонованого процесу та результати експериментального дослідження капсулювання мінеральних добрив органічним сапропелем.

ГРАНУЛЮВАННЯ, САПРОПЕЛЬ, ДОБРИВА, КАПСУЛА, ПАРАМЕТРИ, РІВНЯННЯ РЕГРЕСІЇ.

Постановка проблеми. Світова продовольча криза спонукає аграріїв до пошуку шляхів підвищення врожайності сільськогосподарських культур. Найбільш доступним шляхом є звичайно використання підвищених доз мінеральних добрив. Але усім відомі основні негативні явища які мають місце у такому випадку.

Мінімізувати негатив можна поєднанням мінеральних добрив із органічними.

Серед заходів, направлених на підвищення родючості та продуктивності ґрунту, особлива роль відводиться максимальному використанню органічних добрив. Досягнення бездефіцитного балансу гумусу в землі – надійна основа для отримання високих і стійких врожаїв. Збільшення об'ємів органічних добрив тільки за рахунок використання гною обмежено, тому необхідно мобілізувати і раціонально використати всі ресурси органічної сировини.

Перспективним джерелом поповнення ресурсів органічних добрив є сапропель. В його склад входять органічні речовини, практично всі необхідні компоненти мінерального живлення рослин (азот, фосфор, калій, магній), а також мікроелементи (мідь, бор, бром, магній). Під час внесення сапропелю значно підвищується врожайність сільськогосподарських культур, покращуються агрохімічні і водофізичні властивості землі [3].

Значно підвищується ефективність від використання сапропелю за рахунок збагачення його мінеральними макро- та мікроелементами шляхом утворення гранул із мінеральними добривами. Це забезпечує утворення комплексних органо-мінеральних добрив.

Аналіз останніх досліджень. Органо-мінеральні добрива (ОМД) – це комплексні добрива до складу яких входять: органічна речовина, мінеральні компоненти (фосфор, азот і калій), а також мікродобавки.

Під загальною назвою ОМД розуміють велику кількість різновидів добрив, які відрізняються як за фізико-хімічними властивостями, ефективністю їх використання, екологічною безпекою, так і компонентами, що входять до їх складу.

ОМД володіють рядом характеристик, які забезпечують можливість досягнення якісно нового рівня у сільськогосподарському виробництві, особливо це стосується ОМД у гранульованій формі. До основних таких характеристик слід віднести високу ефективність від застосування, покращені фізико-механічні властивості, що забезпечує простоту їх внесення, екологічну безпечність, створення гігієнічних умов праці, забезпечення оптимальних режимів живлення рослин в залежності від умов навколишнього середовища [1, 2].

У той же час не дивлячись на значну кількість розроблених конструкцій грануляторів, які використовуються у різноманітних галузях промисловості, вони не здатні забезпечити надійний процес гранулювання органо-мінеральних сумішей на основі сапропелю [4, 5].

А також вагомим недоліком є те, що для забезпечення процесу гранулювання мінеральну частину необхідно подрібнювати, а на кінцевому етапі гранули потрібно сушити. Це призводить до значного зростання енерговитрат.

Тому метою даного дослідження є розробка нової енергоощадної технологічної схеми виробництва органо-мінеральних добрив методом обкочування та випробовування лабораторної установки для реалізації даної технології.

Результати дослідження. Значно скоротити енергетичні затрати на виготовлення гранульованих органо-мінеральних добрив можна шляхом капсулювання частинок мінеральних добрив свіжодобутиим сапропелем вологістю 70-80 % із наступним зневоднення отриманих гранул методом хімічної реакції. Функціональну схему машини для капсулювання мінеральних добрив органічним сапропелем наведено на рис.1.

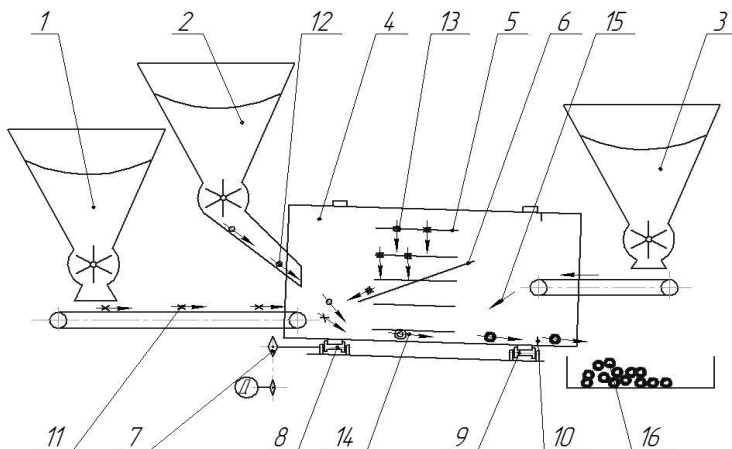


Рис. 1 - Функціональна схема машини для обкочування гранул мінеральних добрив сапропелем: 1 – бункер сапропелю; 2 – бункер мінеральних добрив; 3 – бункер оксиду кальцію; 4 – барабан; 5 – затримуючі лопатки; 6 – похила площина; 7 – ланцюгова передача; 8 – приводний ролик; 9 – опорний ролик; 10 – затримувач; 13 – частинки дібної фракції; 14 – частинки товарної фракції; 15 - СаО; 16 – готові гранули ОМД

Робота машини у відповідності до наведеної схеми здійснюється наступним чином. В барабан 4, подається із бункера 1 сапропель 11 і

змішується з частинками мінеральних добрив 12, які подається з бункера 2. В процесі змішування частинки добриво обкочуються сапропелем, набувають кулястої форми та збільшуються у розмірі. Оскільки, згідно агротехнічних вимог, гранули органо-мінеральних добрив повинні мати розміри у діапазоні 2...6 мм то частинки, які не набули необхідних розмірів проходять повторне обкочування. Для цього слугують лопатки 5, які захоплюють дрібні гранули та транспортують на похилу площину 6 якою частинки скочуються на початок барабану. Гранули із розмірами 2...6 мм подовжують рух вздовж барабану у зону взаємодії із оксидом кальцію. Оксид кальцію подається із бункера 3. Через взаємодію СаО із вологою сапропелю відбуватиметься реакція із інтенсивним виділенням тепла, що і забезпечить зниження вологості гранул та набуття ними необхідної міцності. Наведена реакція забезпечить отримання гранул із лужної реакцією. Завдяки цьому отримані добрива можуть застосовуватись і для зниження кислотності ґрунтів.

Таким чином відповідно до наведеної схеми утвориться гранула органо-мінеральних добрив із розташованою у її центральній зоні частинки мінеральних добрив та капсулою із органічного сапропелю. До основних переваг запропонованої технологічної схеми слід віднести і можливість використання гранул мінімальних добрив та відсутність затрат на сушіння кінцевого продукту.

З метою перевірки запропонованої схеми було виготовлено лабораторну установку обкочуючого барабану (рис. 2).



Рис. 2 – Фото лабораторної установки: 1 – рама; 2 - обкочуючий барабан; 3 – пасова передача; 4 – мотор-редуктор; 5 – блок керування

У якості параметру за яким оцінюється робота установки було вибрано вміст товарної фракції. За результатами попередніх досліджень та з аналізу літературних джерел було встановлено, що на вміст товарної фракції в загальній масі готових ОМД на виході із

гранулятора визначальний вплив мають такі параметри, як: вологість сапропелю, частота обертання барабана та час гранулювання (час перебування суміші в грануляторі).



Рис. 3 – Зразки отриманих гранул ОМД

Для кількісної оцінки впливу зазначених факторів та отримання математичної моделі цього процесу у вигляді рівняння регресії, було проведено дослідження із застосуванням математичного методу планування експерименту.

Зміна факторів під час досліджень здійснювалась на рівнях наведених у табл.

Таблиця - Фактори і рівні варіювання

Рівні варіювання	Фактори		
	Вологість сапропелю W , %	Частота обертання барабана n , об/хв.	Час гранулювання t , хв.
	x_1	x_2	x_3
Верхній (+1)	85	80	12
Основний (0)	80	60	9
Нижній (-1)	75	40	6
Інтервал варіювання, ϵ	5	20	3

Експеримент містив двадцять сім дослідів по три повторюваності у кожному. Вміст товарної фракції визначали через виражене у відсотках відношення маси отриманих гранул із діаметром 2...6 мм до загальної маси отриманих гранул. Обробка даних трифакторного експерименту здійснювалась на ПЕОМ розробленою програмою у середовищі Mathcad 14.

В результаті розрахунку за даною програмою отримали рівняння регресії у кодованому вигляді, а підставивши фактори у натуральному вигляді отримали:

$$c = -894.324 + 23.864 \cdot W + 0.104 \cdot n + 6.806 \cdot t - 0.0055 \cdot W \cdot t - 0.26 \cdot t^2 - 0.0056 \cdot n^2 + 0.0058 \cdot W \cdot n + 0.0028 \cdot n \cdot t - 0.153 \cdot W^2, \quad (1)$$

За отриманим рівнянням регресії були побудовані поверхні відгуку та графіки ліній рівня (рис. 3.) для відслідковування динаміки зміни вмісту товарної фракції.

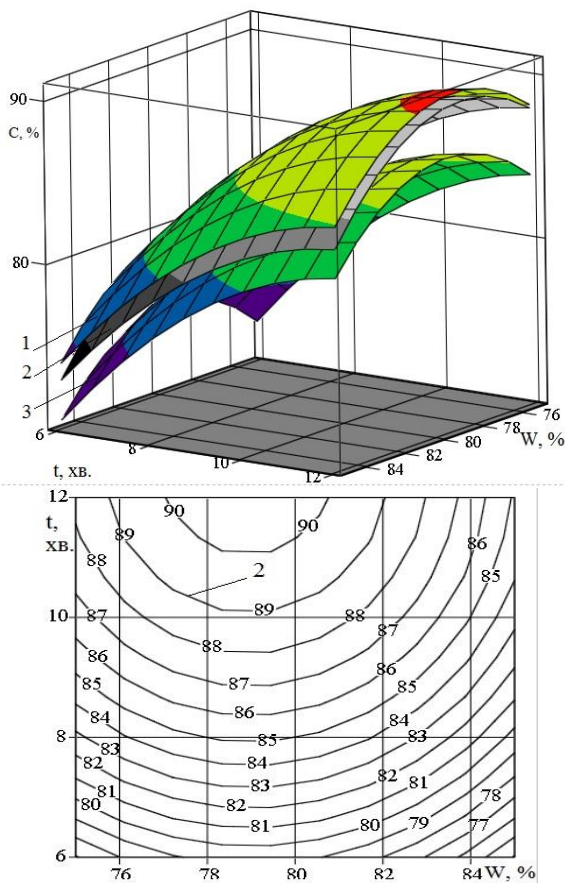


Рис. 4 - Залежність вмісту товарної фракції від початкової вологості сапропелю W та часу гранулювання t за частоти обертання барабана: 1 – n=40 об/хв., 2 – n=60 об/хв., 3 – n=80 об/хв.

Висновок. Аналіз отриманих результатів показує, що всі досліджувані фактори мають суттєвий вплив на вміст товарної фракції в загальній масі готових ОМД на виході із гранулятора.

Вмісту товарної фракції понад 90 % на виході із гранулюючого барабана можна досягти за вологості сапропелю у межах 78-80 %, частоти обертання барабана 60 об/хв. Та часу гранулювання 12 хв.

Література

1. Авдонин Н.С. Гранулированные удобрения. – М.: Сельхозгиз, 1950. -230 с.

2. Скрильник Є. Органо-мінеральні добрива. / Сільський журнал, 1998, №5, С. 8.

3. Горблюк А. В., Вашкевич Л. Ф., Свирковский Л. Я. Влияние высоких доз сапропелевых удобрений на почвы лёгкого механического состава. / Торфяная промышленность. 1986, №7. - С. 26 - 28.

4. Вилесов Н.Г. Процессы гранулирования в промышленности.- К.: Техніка, 1976.–192 с.

5. Пат 7797 України, F26 В 11/04. Барабанна сушарка-гранулятор / Цизь І.Є., Дідух В.Ф., Величко В.Л., Грабовець В.В. - №20041109178; Заявл. 9.11.04; Опубл. 15.07.2005. Бюл. № 7.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 630.32.002.5(075.8)

© Ю.І. Цимбалюк

Національний лісотехнічний університет України

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МАЛОГАБАРИТНОЇ ТРЕЛЮВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Виконане експериментальне дослідження кінематики малогабаритної трелювальної системи на базі причіпних трелювальних засобів для трелювання лісоматеріалів в напівзавантаженому стані. Отримано рівняння регресії, яке встановлює залежність амплітуди кінцевої точки трелювальної системи від параметрів траєкторії руху її початкової точки та довжини трелювальної системи для випадку руху по синусоїдній траєкторії.

ЛІСОМАТЕРІАЛ, ТРЕЛЮВАННЯ, МАЛОГАБАРИТНА ТРЕЛЮВАЛЬНА СИСТЕМА, ПРИЧІПНИЙ ТРЕЛЮВАЛЬНИЙ ЗАСІБ.

Постановка проблеми. Існуючі технології виконання рубок догляду за лісовими насадженнями передбачають прокладання розгалуженої мережі трелювальних волоків і технологічних коридорів для трелювання лісоматеріалів від місця звалювання дерев до місця складування або відвантаження деревної сировини. Однак, такі технології мають негативні наслідки, особливо для найбільш вразливих молодих лісових насаджень і є причиною суттєвого зниження їх продуктивності. У випадку закладання густої мережі технологічних коридорів та трелювальних волоків, можлива щорічна втрата приросту деревини $0,5...1,5 \text{ м}^3$ на 1 га. Багато праці витрачається на прорубування і догляд за технологічними коридорами, а це призводить до суттєвого зростання собівартості 1 м^3 заготовленої деревини в майбутньому. У випадку застосування широкопасічної технології, без прокладання розгалуженої мережі транспортних шляхів, непродуктивна площа насаджень зменшується на 4%, що забезпечує отримання додатково $20...30 \text{ м}^3/\text{га}$ деревини під час рубок головного користування.

Для застосування широкопасічних технологій виникає необхідність у трелюванні лісоматеріалів між ростучими деревами, тобто під наметом лісового насадження. Однак при цьому відбувається механічне пошкодження значної кількості дерев, що залишаються на дорощування.

Вивчення практичного досвіду та натурні спостереження показують, що такі пошкодження відбуваються переважно трельованими лісоматеріалами під час обгинання перешкоди на шляху руху. При цьому малогабаритна трельовальна система рухається різними траєкторіями. Виходячи з цього, актуальним стає дослідження залежності траєкторії руху кінцевої точки трельовальної системи від параметрів траєкторії руху її «ведучої», початкової точки та довжини трельовальної системи. Отримані відомості будуть корисними для розробки нових конструкцій причіпних трельовальних засобів для малогабаритних трельовальних систем.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Багато науковців відмічають, що для виконання рубок догляду без прокладання розгалуженої мережі транспортних шляхів необхідне застосування високоманеврових машин, якомога меншої маси і розмірів, які б не завдавали шкоди лісовим насадженням і не порушували рівновагу екосистеми [1].

Виконувалися дослідження можливості переміщення лісової машини під наметом лісу з метою безпосереднього наближення базового самохідного шасі до відміченого в рубку дерева [2]. Для прогнозування можливості такого руху в певному насадженні, пропонується користуватися критерієм «машинної доступності» дерев відмічених в рубку. При цьому враховувалися показники мінімальної пошкоджуваності залишеної частини деревостану.

В роботі [3] розглядаються питання повороту і криволінійного руху шарнірно зчленованих трельовальних систем з пачкою лісоматеріалів. В якості розрахункової схеми прийнята трельовальна система, яка представлена двохвісною шарнірно зчленованою трельовальною машиною і пачкою лісоматеріалів шарнірно з'єднаною з задньою секцією машини. В роботі отримана залежність для визначення ширини динамічної смуги коридору повороту. Автор зазначає, що ширина динамічного коридору під час повороту колісної трельовальної системи залежить в основному від кута повороту трактора і від довжини трельованої пачки лісоматеріалів.

Питання кінематики лісових машин піднімаються переважно в роботах, що стосуються машин зайнятих на вивезенні стовбурної деревини і присвячені в основному кінематиці повороту цих машин з різним компонуванням ланок [4, 5]. Мета, яка при цьому ставиться полягає в дослідженні та математичному описі траєкторій руху окремих точок автопоїзда для можливості їх розрахунку і побудови.

Мета дослідження. Метою даного дослідження є кінематика малогабаритної трельовальної системи, а саме експериментальне

підтвердження отриманих теоретичних висновків, шляхом встановлення залежностей впливу параметрів малогабаритної трелювальної системи, зокрема її довжини і параметрів траєкторії руху «ведучої» точки трелювальної системи на траєкторію руху її кінцевої точки під час трелювання лісоматеріалу в напівзавантаженому стані.

Результати дослідження. В результаті теоретичних досліджень [6, 7] отримано диференціальне рівняння (1), що має вигляд рівняння Рікатті, розв'язок якого дає можливість будувати траєкторію руху кінцевої точки трелювальної системи в залежності від параметрів траєкторії руху її початкової, «ведучої» точки і довжини трелювальної системи для трелювання лісоматеріалу в напівзавантаженому стані.

$$\dot{y} \cdot \cos \alpha - \dot{x} \cdot \sin \alpha = l \dot{\alpha}, \quad (1)$$

де l – довжина трелювальної системи;

α – змінний кут, що визначає положення трелювальної системи в певний момент часу.

Експериментальні дослідження були направлені на підтвердження отриманої математичної моделі. Характерною особливістю науково-технічних досліджень на сучасному етапі є широке застосування моделювання, коли реальний об'єкт замінюється його подобою, яка тією чи іншою мірою відтворює найхарактерніші ознаки прототипу [8]. В окремих випадках, моделювання є єдиним та найбільш достовірним джерелом отримання інформації про досліджуваний об'єкт.

Після виконаних попередніх досліджень в реальних умовах, прийшли до висновку, що більше інформації можна отримати якщо використати фізичне моделювання. Тому, подальші активні експериментальні дослідження кінематики малогабаритної трелювальної системи проводилися на фізичній моделі, виготовленій в масштабі до реального об'єкту, яка переміщувалася по певній траєкторії.

Дослідження полягало у визначенні залежності амплітуди кінцевої точки малогабаритної трелювальної системи від параметрів траєкторії руху її початкової точки та довжини трелювальної системи для трелювання лісоматеріалу в напівзавантаженому стані з використанням причіпного трелювального засобу.

В якості траєкторії руху передньої, «ведучої» точки трелювальної системи прийнято синусоїдну траєкторію, рівняння якої має вигляд: $y = A \cdot \sin kx$. Змінними чинниками досліді прийнято амплітуду синусоїди A , період синусоїди T та довжину трелювальної системи l . Нормованим позначенням цих чинників відповідають

x_1, x_2, x_3 . Значення верхніх, нижніх і основних рівнів змінних чинників досліду, а також інтервали їх варіювання подані в таблиці.

Таблиця – методична сітка дослідів оцінки кінематики фізичної моделі трелювальної системи

Найменування чинників досліду	Позначення		Значення (рівні) чинників			Інтервал Δ зміни чинника
	натуральне	нормалізоване	нижній (-1)	основний (0)	верхній (+1)	
Амплітуда траєкторії руху моделі трелювальної системи, мм	A	x_1	100	250	400	150
Період траєкторії руху моделі трелювальної системи, мм	T	x_2	400	600	800	200
Довжина моделі трелювальної системи, мм	l	x_3	400	600	800	200

Планування експериментальних досліджень та статистичне опрацювання отриманих результатів здійснено на підставі використання математичних методів планування із застосуванням методів математичної статистики.

Для встановлення залежності амплітуди кінцевої точки трелювальної системи від зазначених вище чинників, була запланована реалізація В-плану другого порядку за допомогою якого можна отримати математичний опис об'єкта у вигляді поліному другого порядку.

В результаті було отримано рівняння регресії з нормованим позначенням чинників досліду, яке має вигляд:

$$y = 73,226 + 47,792x_1 + 22,992x_2 - 25,642x_3 + 1,797x_1^2 - 2,454x_2^2 + 7,547x_3^2 + 13,552x_1x_2 - 15,823x_1x_3 - 5,177x_2x_3. \quad (2)$$

Після перевірки на значимість, виконане уточнення коефіцієнтів рівняння регресії методом найменших квадратів для багатофакторних експериментів. Остаточне рівняння регресії має вигляд:

$$y = 72,875 + 47,792x_1 + 22,992x_2 - 25,642x_3 + 7,333x_3^2 + 13,552x_1x_2 - 15,823x_1x_3 - 5,177x_2x_3; \quad (3)$$

З натуральними позначеннями чинників дослідю остаточне рівняння регресії має вигляд:

$$a = 11,14667 + 0,3241 \cdot A + 0,153301 \cdot T - 0,145107 \cdot l + 0,00019 \cdot l^2 + 0,00045 \cdot A \cdot T - 0,00053 \cdot A \cdot l - 0,00013 \cdot T \cdot l \quad (4)$$

де a - амплітуда кінцевої точки трелювальної системи

Для вивчення впливу деякого чинника x_i на зміну вихідної величини, найбільш наглядними є графіки залежності $y=f(x_i)$, побудовані за рівнянням регресії для різних фіксованих значень решти чинників. При співставленні таких графіків, проявляється ґрунтовний зміст парних взаємодій між різними чинниками дослідю.

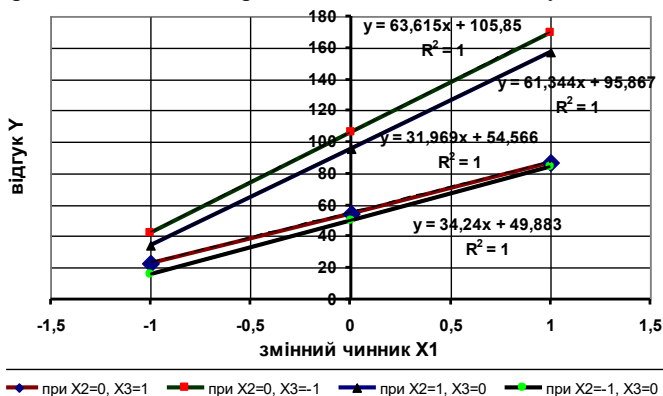


Рис. 1 – Залежності чинника x_1 (амплітуди) від значень чинників x_2, x_3 (періоду синусоїди і довжини трелювальної системи)

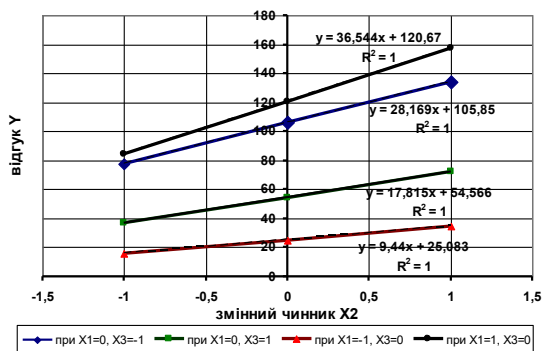


Рис. 2 – Залежності чинника x_2 (періоду) від значень чинників x_1, x_3 (амплітуди синусоїди і довжини трелювальної системи)

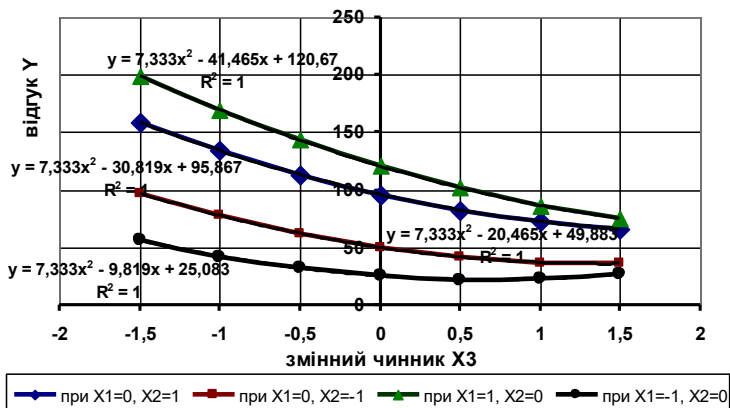


Рис. 3 – Залежності чинника x_3 (довжини трелювальної системи) від значень чинників x_1, x_2 (амплітуди і періоду синусоїди)

Висновки

1. Аналіз рівняння регресії показав, що найбільший вплив на відгук (амплітуду траєкторії руху кінцевої точки моделі трелювальної системи) має амплітуда траєкторії руху точки, що визначає початок трелювальної системи, ступінь впливу якої становить 77,167; ступінь впливу періоду синусоїдної траєкторії на відгук є мінімальним і становить 41,721; ступінь впливу довжини трелювальної системи на амплітуду траєкторії руху її кінцевої точки складає 61,308.

2. Відгук набуває максимального значення (211,186 мм), коли амплітуда і період синусоїдної траєкторії руху початкової точки моделі трелювальної системи набувають максимальних значень - 400 мм і 800 мм відповідно, а довжина моделі трелювальної системи - мінімального значення 400 мм.

3. Мінімального значення 18,334 мм, відгук набуває, коли амплітуда і період синусоїдної траєкторії руху початкової точки моделі трелювальної системи набувають мінімальних значень - 100 мм і 400 мм відповідно, а довжина моделі трелювальної системи – максимального значення 800 мм.

Література

1. Пошарников Ф. В. Сортиментная заготовка древесины в малолесных районах / Ф. В. Пошарников, А. С. Черных, А. С. Полухин // Межвузовский сборник научных трудов (по материалам международной конференции в г. Воронеже 23-25 октября 2001 г.). – Воронеж, 2002. – С. 163-166.

2. Савельев А. Г. Разработка технологии рубок ухода на основе исследования доступности деревьев при машинном способе заготовки (на примере лесов I группы Прибалтики) / А. Г. Савельев // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Минск, 1989. – 25 с.

3. Тасев Х. Б. Методика определения параметров поворотливости колесной трелевочной шарнирно-сочлененной системы с учетом свойств волока и пачки леса / Х. Б. Тасев // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Ленинград, 1985. – 20 с.

4. Клычков П. Д. Кинематика поворота двухкомплектного автопоїзда / П. Д. Клычков // Лесной журнал. Известия высших учебных заведений. – Архангельск : ИВУЗ – 1981, вып.2. – С. 43-49.

5. Енглезі О. А. Розвиток систем управління причіпними ланками триланкових сідельно-причіпних автопоїздів / О. А. Енглезі // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків : ХНТУСГ – 2014, вип.147. – С. 132-137.

6. Цимбалюк Ю. І. Математичне обґрунтування процесу транспортування круглого лісоматеріалу під наметом лісу / Ю. І. Цимбалюк // Науковий вісник НЛТУ України. Збірник науково-технічних праць. – Львів : НЛТУ України. – 2009, вип. 19.5. – С. 288-296.

7. Цимбалюк Ю. І. Чисельна реалізація математичної моделі транспортування круглого лісоматеріалу під наметом лісу / Ю. І. Цимбалюк, О. І. Думанський // Науковий вісник НЛТУ України. Збірник науково-технічних праць. – Львів : НЛТУ України. – 2011, вип. 21.18. – С. 305-310.

8. Бойко А. А. Основи наукових досліджень процесів лісозаготівлі / А. А. Бойко. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2007. – 104 с.

Рецензент д.т.н., проф. Н.І. Библюк

УДК 633.521:631.172

© В.О. Шейченко, д. т. н.

ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

А.С. Лімонт, к. т. н.

Житомирський національний агроекологічний університет

М.М. Толстушко, к. т. н.

Луцький національний технічний університет

В.М. Климчук, к. т. н.

Інститут сільського господарства Полісся

ТОВАРНІ ЯКОСТІ РУЛОНІВ ЛЬОНОТРЕСТИ СФОРМОВАНИХ ПРЕС-ПІДБИРАЧАМИ

Досліджено використання прес-підбирачів з пресувальними камерами змінного і сталого об'ємів. Визначені щільність і маса рулонів та пошкодження стебел трести в них з урахуванням швидкості руху прес-підбирачів і положення регулятора щільності рулонів.

ЛЬОНОТРЕСТА, ПРЕС-ПІДБИРАЧ, РУЛОН, ЩІЛЬНІСТЬ, МАСА, СТЕБЛО, ПОШКОДЖЕННЯ.

Постановка проблеми. У світовій практиці льонарства найбільш перспективною вважають рулонну технологію збирання трести, за якої формування рулонів здійснюють прес-підбирачами, що мають пресувальні камери (ПК) переважно змінного чи сталого об'ємів. В Україні було освоєно виробництво лляного прес-підбирача ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму і сінного ППР-110 з пресувальною камерою сталого об'єму. У пропонуваному повідомленні передбачено з'ясувати деякі з питань використання цих прес-підбирачів в загальній проблемі механізованого виробництва рошенцевої льонотрести.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У працях Г.А. Хайліса [1], В.М. Климчука [2], Н.О. Толстушко [3] розглянуто елементи теоретичних основ формування рулонів льонотрести в прес-підбирачах з ПК змінного [1, 3] та змінного і сталого [2] об'ємів. У праці [1] зокрема висвітлено методологічні основи забезпечення формування рулонів з відповідною їх щільністю. Зв'язок між щільністю рулонів і довжиною стрічки, що запресована в рулон, кінцевими його радіусом і шириною, масою та товщиною шару стебел в рулоні охарактеризовано в праці [2]. У статті [3] розглянуто визначення натягу нескінчених пасів прес-підбирача та з'ясовано інші питання, що поліпшують якість формування рулону в напрямку

забезпечення зменшення нерівномірності розподілу щільності в поперечному перерізі рулону.

Рулони характеризують товарними якістьми [2], до яких відносять їхні діаметр і ширину (висоту), масу і щільність та пошкодження стебел трести в рулоні. Діаметр і ширина рулонів визначають можливість їх розміщення на вантажній платформі транспортних засобів, а маса – визначає ступінь використання вантажопідйомності навантажувальних і транспортних засобів. Щільність рулонів трести розглядають і як показник оцінки можливості вентильовання льоносировини за її надмірної вологості, що спричинює зниження якості продукції або впливає на її збережаність. За [4] гранична щільність трести в кіпі при сушінні повинна становити 110–120 кг/м³. І.М. Дударев [5], аналізуючи процес сушіння льоносировини в рулоні щодо інтенсивності вентильовання, досліджував щільність шару матеріалу в межах 80–130 кг/м³. Щодо пошкодження стебел, то за [6] в стрічці льоносоломи, утвореній комбайном, кількість стебел, що мають відкритий перелом з розривом волокна, не повинна перевищувати 5%. Збільшення пошкоджень стебел рулонними прес-підбирачами не повинно перевищувати 5%.

Результати експериментального визначення товарних якостей рулонів льонотрести формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 наведено у праці [7]. В останні роки досліджено вплив подачі прес-підбирачів (кроку граблин підбирального барабана) і маси порції трести, що забирається із її стрічки на полі пальцями однієї граблини, на щільність рулонів і пошкодження стебел трести в них. В публікаціях зустрічається графічна інтерпретація зміни щільності рулонів і пошкодження стебел трести в них залежно від швидкості руху прес-підбирачів і положення регулятора щільності рулонів (РЩР). Проте дотепер відсутні математичні залежності щільності рулонів і пошкодження стебел трести в них від швидкості руху прес-підбирачів з урахуванням положення РЩР, що не дає змогу оцінити інтенсивність зміни досліджуваних результативних ознак залежно від зміни факторіальних. Варто з'ясувати вплив експлуатаційно-регулювальних параметрів прес-підбирачів за масу рулонів трести.

Мета дослідження полягала у підвищенні ефективності механізованого виробництва льону-довгунця шляхом поліпшення використання прес-підбирачів на збиранні трести. *Завдання дослідження:* 1) опрацювати модельні рівняння регресії щільності рулонів і пошкодження стебел трести в них на швидкість руху прес-підбирачів і положення РЩР; 2) проаналізувати вплив швидкості руху прес-підбирачів і положення РЩР на масу рулонів, що їх формують

прес-підбирачі з ПК змінного і сталого об'ємів.

Об'єкт і методика дослідження. Об'єктом дослідження був технологічний процес збирання льонотрести з використанням прес-підбирача ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму і прес-підбирача ППР-110 з ПК сталого об'єму, які агрегатували з трактором МТЗ-80. Прес-підбирач ПР-1,2Л відрегулювали на формування рулонів, що за діаметром і шириною були однаковими з рулонами формування прес-підбирачем ППР-110.

Використання прес-підбирачів здійснені на швидкостях 4,26 та 7,25 і 8,90 км/год. РЦР встановлювали у мінімальне, основне та максимальне положення. В прес-підбирачі ПР-1,2Л мінімальне положення РЦР (клапана гідросистеми) відповідало відстані від маховика до корпусу клапана 10 мм, основне – 5 мм, а максимальне (нульова відмітка) – при повністю закритому клапані. В прес-підбирачі ППР-110 мінімальне положення РЦР відповідало відстані від кінця гвинта натягу пружини до полицки його кріплення 50 мм, основне – 60 і максимальне – 70 мм. Масу рулону визначали в польових умовах за допомогою виготовленого переносного пристрою з силовим динамометром ДПУ-0,5-0,2. Вимірювали діаметр і ширину рулону та визначали його об'єм. За відомих маси і об'єму рулону розраховували щільність упаковки.

Для визначення пошкодження стебел сформованій прес-підбирачем рулон без обв'язування шпагатом викидали на поле і обережно розмотували вручну. Після вимірювання довжини шару стебел в рулоні відбирали їх зразки для визначення пошкодження. З одержаних зразків відбирали 100 стебел та визначали число пошкоджених.

Обробка експериментальних даних [7] здійснена з використанням методів математичної статистики та стандартних комп'ютерних програм.

Результати дослідження. Урожайність трести і лінійна маса її стрічки в умовах досліду становили відповідно 21,7 ц/га і 0,38 кг/м. Солома була розстелена льонозбиральним комбайном ЛК-4А, що збирав льон-довгунець сорту Ірма за ширини захвату 1,52 м. Модельні рівняння лінійної регресії щільності рулону і пошкодження стебел трести в ньому на швидкість руху прес-підбирачів ПР-1,2Л та ППР-110 з урахуванням різних положень РЦР наведені в табл. 1. З таблиці видно, що залежно від досліджуваного парного зв'язку R^2 -коефіцієнти, які оцінюють міру наближення експериментальних значень результативних ознак до розрахованих за відповідними рівняннями, приймали значення в межах 0,992–1,0.

Таблиця 1 – Прогностичні функції щільності рулону і пошкодження стебел трести в ньому за рівняннями прямих залежно від швидкості руху v_p (км/год) прес-підбирачів ПР-1,2Л (чисельник) і ППР-110 (знаменник)

Положення регулятора щільності рулону $I_{рщ}$	Рівняння	R^2
	Щільність рулону $\rho_{рт}$, кг/м ³	
Мінімальне	$\rho_{рт} = 98,147 - 2,613v_p$	$\frac{0,992}{0,998}$
	$\rho_{рт} = 109,240 - 3,381v_p$	
Основне	$\rho_{рт} = 109,274 - 3,215v_p$	$\frac{0,999}{0,993}$
	$\rho_{рт} = 125,862 - 3,933v_p$	
Максимальне	$\rho_{рт} = 124,955 - 3,795v_p$	$\frac{1,0}{0,995}$
	$\rho_{рт} = 155,958 - 6,476v_p$	
	Пошкодження трести $П_{ср}$, %	
Мінімальне	$П_{ср} = 9,106 - 0,255v_p$	$\frac{0,995}{0,997}$
	$П_{ср} = 13,241 - 0,427v_p$	
Основне	$П_{ср} = 10,275 - 0,324v_p$	$\frac{0,999}{0,999}$
	$П_{ср} = 15,300 - 0,519v_p$	
Максимальне	$П_{ср} = 11,760 - 0,366v_p$	$\frac{1,000}{0,996}$
	$П_{ср} = 18,147 - 0,683v_p$	

Такі значення R^2 -коефіцієнтів свідчать про досить достатнє наближення експериментальних даних до їх апроксимованих значень. З наведених в табл. 1 залежностей видно, що у всіх рівняннях кутові коефіцієнти мають від'ємне значення. Це свідчить, що з підвищенням швидкості руху прес-підбирачів щільність сформованих рулонів і пошкодження стебел трести в них зменшуються. За першими членами наведених рівнянь простежується, що стосовно установки РЩР у певні положення щільність рулонів і пошкодження стебел в них в упаковках формування прес-підбирачем ППР-110 з ПК сталого об'єму дещо перевищують такі ж показники упаковок, які сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму. На швидкості руху 4,26 км/год у всьому діапазоні зміни положень РЩР рулони формування прес-підбирачем ПР-1,2Л мали щільність в межах 86,8–108,8 кг/м³, а прес-підбирачем ППР-110 – 94,7–128,8 кг/м³. З урахуванням положень РЩР підвищення швидкості руху на 1 км/год супроводжується

зменшення щільності рулонів на 2,6–3,8 кг/м³ в упаковках формування прес-підбирачем ПР-1,2Л та на 3,4–6,5 кг/м³ в упаковках формування прес-підбирачем ППР-110.

За установки РЩР в різні положення на швидкості руху 4,26 км/год пошкодження стебел коливалося від 8,0 до 10,2% в рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л і від 11,4 до 15,2% в рулонах, що були сформовані прес-підбирачем ППР-110. На швидкості руху 8,90 км/год пошкодження стебел в рулонах формування вказаними прес-підбирачами коливалося в межах відповідно 6,8–8,5% і 9,4–12,0%. За установки РЩР в основне положення з підвищенням швидкості руху на 1 км/год пошкодження стебел зменшується на 0,32% в рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л і на 0,52% в рулонах, що були сформовані прес-підбирачем ППР-110. Отже, з підвищенням швидкості руху інтенсивність зменшення пошкодження стебел в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110 перевищує аналогічний показник, що властивий рулонам, які були сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л.

Модельні рівняння прямолінійної регресії щільності рулонів і пошкодження стебел трести в них на положення РЩР в прес-підбирачах ПР-1,2Л і ППР-110 з урахуванням їх швидкості руху наведені в табл. 2. Міра наближення апроксимованих за наведеними рівняннями результативних однак до їх експериментальних значень оцінюється R^2 -коефіцієнтами в межах від 0,964 до 1,0. За кутовими коефіцієнтами рівнянь, що описують зміну щільності рулонів формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110, зміщення РЩР від мінімального до максимального положення із підвищенням швидкості руху супроводжується дещо сповільненим збільшенням щільності рулонів. Наприклад, на швидкості 4,26 км/год при формуванні рулонів прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 зміщення РЩР від мінімального до максимального положення на 1 мм призводить до збільшення щільності рулонів відповідно на 2,1 і 1,7 кг/м³. На швидкості ж 8,90 км/год при формуванні рулонів тими ж прес-підбирачами і такому ж зміщенні РЩР щільність упаковок зростає відповідно на 1,6 і 1,01 кг/м³.

Із зміщенням РЩР від мінімального до максимального положення в досліджуваних межах на 1 мм пошкодження стебел трести на швидкості 4,26 км/год зростає в рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л на 0,22%, а в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110 на 0,19%. На швидкості руху 8,90 км/год пошкодження зростає дещо повільніше і стосовно тих же прес-підбирачів становить відповідно 0,17 і 0,13%.

Таблиця 2 – Прогностичні функції щільності рулону і пошкодження стебел трести в ньому за рівняннями прямих залежно від положення регулятора щільності рулону $I_{\text{рщ}}$ в прес-підбирачах ПР-1,2Л (чисельник) і ППР-110 (знаменник)

Швидкість руху прес-підбирача v_p , км/год	Рівняння	R^2
	Щільність рулону $\rho_{\text{рт}}$, кг/м ³	
4,26	$\rho_{\text{рт}} = 107,567 - 2,140I_{\text{рщ}}$ $\rho_{\text{рт}} = 8,467 + 1,705I_{\text{рщ}}$	$\frac{0,989}{0,990}$
7,25	$\rho_{\text{рт}} = 96,500 - 1,760I_{\text{рщ}}$ $\rho_{\text{рт}} = 28,933 + 1,135I_{\text{рщ}}$	$\frac{0,970}{0,992}$
8,90	$\rho_{\text{рт}} = 90,483 - 1,670I_{\text{рщ}}$ $\rho_{\text{рт}} = 28,833 + 1,010I_{\text{рщ}}$	$\frac{0,978}{0,994}$
	Пошкодження трести $\Pi_{\text{ср}}$, %	
4,26	$\Pi_{\text{ср}} = 10,133 - 0,220I_{\text{рщ}}$ $\Pi_{\text{ср}} = 1,833 + 0,190I_{\text{рщ}}$	$\frac{0,989}{0,996}$
7,25	$\Pi_{\text{ср}} = 9,000 - 0,180I_{\text{рщ}}$ $\Pi_{\text{ср}} = 2,366 + 0,155I_{\text{рщ}}$	$\frac{0,964}{0,991}$
8,90	$\Pi_{\text{ср}} = 8,416 - 0,170I_{\text{рщ}}$ $\Pi_{\text{ср}} = 2,900 + 0,130I_{\text{рщ}}$	$\frac{0,972}{1,0}$

Зміна маси рулонів за їх формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 залежно від швидкості руху збиральних агрегатів і положення РЦР в прес-підбирачах наведена на рис. 1. З наведених графіків видно, що досліджувані зміни відбуваються за прямолінійними залежностями з різним ступенем інтенсивності цих змін.

З підвищенням швидкості руху прес-підбирачів маса рулонів зменшується. Прес-підбирач ППР-110 у порівнянні з прес-підбирачем ПР-1,2Л формує рулони дещо більшої маси. Так, рулони формування прес-підбирачем ППР-110 мали масу в межах 90–140 кг, а що сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л – від 85 до 124 кг. За установки РЦР в основне положення підвищення швидкості руху від 4,26 до 8,90 км/год викликає зменшення маси рулонів, що формує прес-підбирач ПР-1,2Л, від 109 до 92 кг, а рулонів формування прес-підбирачем ППР-110 – від 124 до 103 кг.

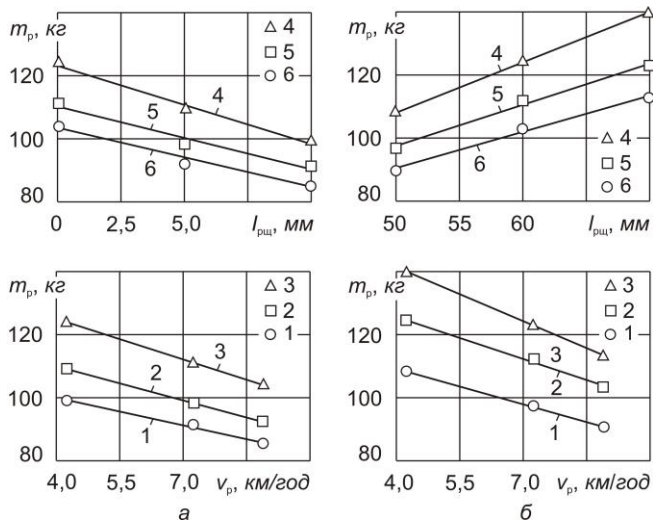


Рис. 1 – Зміна маси m_p рулонів трести формування прес-підбирачем з ПК змінного (а) і сталого (б) об'ємів залежно від швидкості руху v_p агрегату і положення РЦР $I_{рцц}$: 1 – положення РЦР мінімальне; 2 – основне; 3 – максимальне; 4 – швидкість руху $v_p = 4,26$ км/год; 5 – $v_p = 7,25$ км/год; 6 – $v_p = 8,90$ км/год

Із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення маса сформованих рулонів зростає. Так, на швидкості руху 7,25 км/год із зміщенням установки РЦР у вказаних межах маса рулонів, що сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л зростає від 91 до 111 кг, а рулонів формування прес-підбирачем ППР-110 – від 97 до 123 кг.

На рис. 2 наведені графіки зміни щільності рулонів і пошкодження стебел трести в них залежно від маси сформованих упаковок. З графіків, що наведені на рисунку, видно, що зміна щільності рулону від його маси незалежно від досліджуваних прес-підбирачів досить добре описується однією і тією ж прямою з додатним значенням кутового коефіцієнта. З наведеної прямої простежується, що із збільшенням маси рулону на 1 кг його щільність зростає приблизно на 1 кг/м³. З аналізу зміни пошкодження стебел в рулоні залежно від його маси видно, що пошкодження, яке не перевищує 10%, може бути забезпечене за формування рулонів масою 120 кг при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л та орієнтовно 100 кг при використанні прес-підбирача ППР-110.

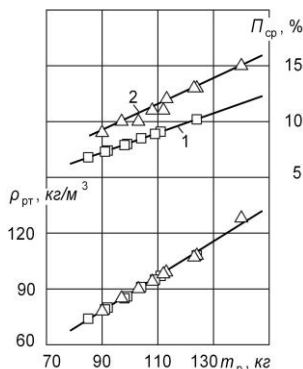


Рис. 2 – Вплив маси рулону m_p на його щільність ρ_{pt} і пошкодження стебел трести в рулоні P_{cp} при використанні прес-підбирачів з пресувальними камерами об'єму: 1 – змінного; 2 – сталого

Висновки. З підвищенням швидкості руху прес-підбирачів і зміщенням установки регулятора щільності рулонів від максимального до мінімального положення щільність і маса рулонів та пошкодження стебел трести в них зменшуються за прямолінійними залежностями. Використання прес-підбирачів ППР-110 у порівнянні з прес-підбирачами ПР-1,2Л супроводжується формуванням рулонів, що мають більші щільність і масу та пошкодження стебел трести в упаковках. Із збільшенням маси рулонів формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 їх щільність зростає майже на 1 кг/м³. Пошкодження стебел, що не перевищує 10%, за умовами дослідження може бути забезпечене за формування рулонів масою 120 кг при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л та орієнтовно 100 кг при використанні прес-підбирача ППР-110.

Напрямок подальших розвідок на нашу думку слід зосередити на з'ясуванні продуктивності прес-підбирачів на збиранні льонотрести, що уможливить проектування і організацію його вантажно-транспортного забезпечення.

Література

1. Хайлис Г.А. Расчет рулонного пресс-подборщика с камерой переменного объема / Г.А. Хайлис // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – № 6. – С. 37 – 39.
2. Климчук В.М. Теоретичні основи формування рулонів льонотрести пресами з камерами змінюваного та постійного об'єму /

В.М. Климчук // Механізація та електрифікація с. г. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2007. – Вип. 91. – С. 148 – 156.

3. Толстушко Н.О. Визначення сил натягу нескінченних пасів рулонного прес-підбирача / Н.О. Толстушко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – Вип. 22. – С. 197 – 209.

4. Егоров М.Е. Возможность сушки тресты в кипах / М.Е. Егоров, Р.И. Моторина // Лен и конопля. – 1978. – № 8. – С. 16 – 17.

5. Дударев І.М. Дослідження впливу параметрів шару льоносировини на інтенсивність вентилявання / І.М. Дударев // Проблемы легкой и текстильной промышленности Украины. – 2010. – № 1(16). – С. 69 – 72.

6. Машини для збирання зернових та технічних культур: [посіб. для підготовки фахівців з напряму «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» в аграр. вищих навч. закл. II-IV рівнів акредитації] / [Колектив авторів]; за ред. В.І. Кравчука, Ю.Ф. Мельника. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. – 296 с.

7. Порівняння технологічних параметрів і товарних якостей рулонів льонотрести, сформованих пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / [В.М. Климчук, В.В. Любченко, В.І. Камінський, Г.І. Карпека] // Механізація та електрифікація с. г. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. 92. – С. 493 – 500.

ANNOTATIONS - / - АННОТАЦИИ

N. Vrzheshch, U. Kudelya. Energetic indicators for gasoline chain saws scaling

There are a number of factors that affect the process of sawing with using chain saw in particular the speed and force feeding. In practice, it is difficult to achieve at least two cuts of equal energy cost of this process, so the question of optimal sawing using gasoline-powered saws of different models is important. The purpose of this research is perform a comparative analysis of the energy performance of the sawing processes with using gasoline-powered chain saws.

The article presents a comparative analysis of the energy performance of sawing processes using gasoline chain saws: Husqvarna 340 (Sweden), Stihl MS280 (Germany), Sadko CCS 510E (Slovenia). Also considered the influence of two factors on these processes - speed and force feeding. Recommendations for the optimum sawing referred motorized tools are presented.

It was established that the process of sawing with a constant feed rate compared with the process of filing continued efforts more effective for all types of gasoline-powered saws. In general, gasoline saws which have more power better to use when filing the application with the continual effort and and gasoline saws which have less power - a constant feed rate.

- / -

Н.В. Вржещ, Ю.П. Куделя. Исследование энергетических показателей процессов пиления цепными бензиномоторными пилами.

Выполнен сравнительный анализ энергетических показателей процессов пиления с помощью цепных бензиномоторных пил: Husqvarna 340 (Швеция), Stihl MS280 (Германия), Sadko CCS 510E (Словения). Рассмотрено влияние двух факторов на указанные процессы - скорости и усилия подачи. Даны рекомендации относительно оптимального пиления указанными моторизованными инструментами.

N. Vrzheshch, K. Lutsyk. Research of strength of veneer and basis bond using magnetic treatment of glue mixture

The modern market imposes severe demands on furniture products, especially in the use of adhesives technology that have different chemical basis. The use of urea formaldehyde adhesives leads to excessive production of formaldehyde as a glue layer and laminated plates. Therefore, work to improve bonding technologies, including the use of magnetic treatment of adhesive mixtures are relevant.

The purpose of this research is to improve the process facing veneer furniture surfaces without the use of harmful adhesives mixtures. In the article the results of research of strength of veneer (oak) and basis (MDF) bond obtained using the urea formaldehyde and polyvinyl acetate (before and after magnetic treatment) adhesives.

Found that first: magnetic treatment polyvinyl acetate adhesive mixture increases the strength of connections obtained from its use; Secondly connections obtained from a modified adhesive bond strength is not inferior to those obtained using urea formaldehyde glue; Third: The obtained results allow to make changes to the workflow facing veneer furniture surfaces and abandon the use of harmful urea formaldehyde adhesives in favor of more environmentally friendly, including polyvinyl acetate.

- / -

Н.В. Вржещ, Е.Н. Луцик. Исследование прочности соединения шпона с основой при магнитной обработке клеевой смеси

В статье приведены результаты исследования прочности соединений шпона (дуб) с основой (плита МДФ), полученных с использованием карбамидоформальдегидного и поливинилацетатного (до и после магнитной обработки) клеев.

I.M. Dudarev. Features of oil flax harvesting

There are two traditional methods for oil flax harvesting. They enable to get high quality seeds, i.e. combine method and two-phase method. The most widely spread combine method implies that the oil flax is gathered with combine harvester which mows and threshes flax. The combine harvester also peels and forms the roll from ground flax straw. For utilizing flax straw as fuel material, rolls are collected with the pick up baler and formed into packs of different shape (rolls, bundles (wads)). For utilizing flax straw as fertilizer, it is pointed in the soil. Traditional two-phase method implies mowing of oil flax with the mowing machines and forming of rolls. After drying and ripening seeds in the rolls, they are collected and threshed in the combine harvester. The next process steps are same as in traditional combine method. New methods of oil flax harvesting implying getting seeds and flax straw for further separation of the fiber and can be divided into combine and two-phase. New combine method of oil flax harvesting implies that the combine harvester cuts stems, forms band of parallel stems and threshes it. The threshed band after flattering is spread in the field for ageing, the seeds are peeled. New two-phase method implies that the machine for flax collecting selects oil flax, forms the stem band and spreads in the field. After drying and ripening of the seeds, the band is collected with the machine for flax collecting and threshing, which cuts the flower heads with seed capsules from the stems, spreads flax straw and threshes the seeds, and the machine peels the seeds. The next process steps are similar to new combine method.

Realization of the known methods of oil flax harvesting in the north and western regions of Ukraine results in the considerable losses of seed and damage of stems. It is predefined the features of flax which is grown in these regions. Therefore the methods of oil flax harvesting in the north and western regions of Ukraine is grounded in the article. This method provides diminishing of losses of seeds of oil flax and damage of stems. Method foresees threshing of flax at first, after this mowing or pulling of flax stems. Design of flax thresher is reasoned which separates the flax seeds with minimal damage and loss of seeds and flax stalks.

- / -

И.Н. Дударев. Особенности уборки льна масличного

В статье рассмотрены особенности уборки льна масличного, который выращен в разных регионах Украины. Обосновано рациональную последовательность технологических операций во время уборки льна масличного, который выращен в северных и западных областях Украины, и конструкцию устройства для обмоласта стеблестоя льна.

L. Zabrodotska. Determining of energy costs for drying of bulk plant material in the dryer

Using a dryer with spiral surface of drying chamber the energy is consumed for: the drive of drying chamber and loading auger; forcing air to the heater with further supply of the drying agent to the drying chamber and passing through the entire volume of material with given velocity; heating the air to the desired drying temperature – formation of drying agent; work of standard loading and unloading devices with the required bandwidth, the type of which can vary depending on the scheme of the process. These devices are also used in the production lines of existing dryers, so it is inappropriate to consider the comparative characterization of energy consumption in their work.

The main directions of energy costs for drying bulk plant material in the dryer with spiral surface drying chamber were determined. The methodology and results of the energy calculation for dryer are given. To evaluate the energy efficiency of the construction of the dryer such factors as productivity of the dryer and specific discharge rate of energy consumption were determined.

- / -

Л.Ю. Забродотская. Определение энергетических затрат на сушку сыпучих растительных материалов в сушилке

В статье установлены основные направления энергетических затрат на сушку сыпучих растительных материалов в сушилке с спиралевидной поверхностью сушильной камеры. Изложены методика и результаты энергетического расчета сушилки.

Yu. Kozelko, M. Ysenko. The analysis of work of potato-planter with the apparatus with the pinning device

In the article the necessity to mastering not only of flat areas, but of the slopes for agriculture is substantiated. And accented that the lands, located on the slopes make up a large part of all areas on which agricultural crops are grown. Using on such lands of existing technology for plains is impossible, as it leads to poor execution of certain operation. For such conditions, it is necessary to apply the technique, which is adapted for use on the slopes. Today, however, for the planting of potatoes there are no such machines that would execute this operation on slopes qualitatively. Therefore an apparatus of potato-planter of new design, which provides high quality agro-technical dates, is provided. In the article the design features of the potato planting apparatus with the pinning device are characterized. This apparatus contains a bend, ring-scoops, fasteners, chain conveyor, sprocket, visor, needles, bracket, guides and springs. By the work the needle firmly holds potato in ring-scoop that promotes an absence of its falling out at the top of the conveyor, as well as its timely releasing at the appropriate moment. To confirm the quality of the work of this apparatus the analysis of work of potato-planter with this apparatus on the slopes of varying steepness on the soils with the different humidity is carried out. The graphs of deviation from straightness of rows of plants which planted by experimental and standard machines are build. The graphs analysis showed that the experimental machine gives more qualitative results than the standard machine.

- / -

Ю.И. Козелко, М.В. Усенко. Анализ работы картофелепосадочной машины с аппаратом с накальвающим устройством

В статье выделены конструктивные особенности картофелепосадочного аппарата с накальвающим устройством. Проведен анализ работы картофелепосадочной машины с данным аппаратом на склонах разной крутизны на почвах с разной влажностью.

S. Kotenko, N. Pereplitsa. Method for calculating the cost of aggregate-day agricultural machinery

Existing methodological work in determining the losses from outage machineries examine the cost of car-day. However, in most cases, the machines do not work in isolation but technologically aggregated in one or more of technological operations. The authors proposed the term "aggregate-day," which takes into account unproductive stops (outage) aggregated machines several if one of them out of service.

Normative cost aggregate -day is defined as the direct hourly expenses for operation of machines that are part of the unit. The structure of direct expenses include expenses on wages of service personnel with cost-plus contract; amortization additional sum; the cost of fuel and lubricants material or electricity; costs of maintenance and repair of the aggregate; costs of storage and insurance of machinery, which are part of the aggregate; cost of repayment of bank loans (with the some machines that are part of the aggregate for credit funds); costs of supporting materials (tape, twine, wire, etc.).The sum of the hourly cost of each machine stock aggregate multiplied by the normative working hours.

In the article presents the formulas used to calculate each component of direct costs. Is taken into account that duration of work of service personnel by 10% more machine time aggregate of work (time to prepare for the operation and service after completion of the work).

In event supplying of low-quality plant and machinery or low-quality machinery technical service user's machine, according to legislation, has the right to demand from supplier to pay the penalty.The size of that penalty defined as the product the cost of aggregate-day by the days on over idle established by law, for which the penalty does not apply. Ukraine's legislation clearly defines the terms correct deficiencies agricultural machinery, especially in crop from three to seven days on case-by-case basis on the complexity of breakage. Also supplier of machines (Technical Service executor) shall pay damages to the user from idle machines, including lost profits in the part not covered the penalty.

- / -

С.С. Котенко, Н.М. Перепелица.К методике расчета стоимости агрегата-дня сельскохозяйственной техники

В статье предложено понятие агрегата-дня и изложены методические особенности расчета стоимости агрегата-дня использования сельскохозяйственных машин и оборудования, которая определяется через прямые затраты на эксплуатацию машин, входящих в состав агрегата.

R. Kirchuk, A. Yashchuk, V. Tarasyuk . Calculation parameters and economic effect of the oilseed flax dryer

If moisture of oilseed flax is higher than conditioned it is the reason of deterioration of product quality. Therefore, it is necessary to dry. Seeds drying process has some difficulties. Fixed bed of flax seed drying is ineffective. This is due to the form of seeds and its small size.

There is a problem with using drum dryers or mine type dryers. This makes it necessary to mix material during drying. Flax seed oil is contaminated, contains big impurities. This negatively affect of drying.

The task of research is an analysis methods and means of drying linseed oil. We need to consider ways of intensifying the process by applying spiral activators of dry chamber.

Based on the deficiencies of the existing dryers proposed design dryers for linseed oil. The principle of operation of the dryer is as follows. Material is fed into the drying chamber through the loading device. The fan takes air in the drying chamber. Heat generator heats the air to the drying temperature. In the center of the drying chamber placed perforated column. From the column is blowing warm air through the seed. In the dryers are activators in the form of spirals. They loosen the seed layer. This causes loosening the seed layer and intensifies the drying process. After drying, the seeds discharged down.

Dryer can operate in a portion or flow. Designs dryers can increase the fill factor of the drying chamber. Application of spiral activators allows for loosening effect and increases the speed of drying.

It was calculated economic effect of the work on the farms of the dryer. Theoretically grounded geometric parameters of the dryer. It was test laboratory sample dryer. The test results indicate the possibility of use on farms.

- / -

Р.В. Кирчук, А.А. Яшук, В.В. Тарасюк. Обоснование параметров и экономический эффект от использования сушилки семя льна масличного

В статье проведен обзор существующих методов сушки семян льна масличного. Предложены мероприятия для уменьшения энергетических затрат на процесс сушки, заключающиеся в использовании спиралевидных активаторов слоя материала в сушильной камере. Выполнено технико-экономическое обоснование и определен эффект от применения сушилки предложенной конструкции.

P. Popovich. Method of resource determination of metal frames elements of fertilizer spreaders taking into account the conditions of exploitation

The need to create a design model for metallic materials slow fracture under mutual mechanical loadings and corrosive aggressive environments basing on the power approach taking advantage of the first law of thermodynamics, has been interpreted. The design model, which describes the processes of the cracked metal construction thin-walled elements fracture under mutual durable static loadings and corrosive aggressive environment, has been stated. Power approach and fracture mechanics fundamentals are the basis of the model. Mathematical dependences for finding the residual operating-life rectilinear cracked plate which is subject to the symmetric durable static loadings relatively the crack location line and corrosive aggressive environments, have been proposed. Analytical dependences of the

corrosive mechanical cracks propagation kinetics in a large plate comparing with the size of the crack have been proposed. Basing on the obtained solutions the residual operating-life of the steel plate with macroscopic crack under durable stretching and distilled water in the static problem statement has been calculated. Basing on the analytical dependences interpreted in the article and available results of mathematical electrochemical reactions and some principles of fracture mechanics the equation for description of the corrosion - mechanical cracks propagation kinetics, has been obtained. This equation together with the initial and finite conditions proved in the article make a mathematical model for determination of the period of the pre-critical growth of corrosion-mechanical cracks in metallic materials. The method for determining resource beam elements of metal frames fertilizer spreaders under the actions of cyclic bending and corrosive aggressive environments, is developed. The basis of this method put the main provisions of corrosion fatigue fracture mechanics of metallic materials. In particular, the durability of beam elements of metal frames fertilizer spreaders represented as the sum of the periods initiation and subcritical growth of corrosion fatigue crack. On the basis of results previously obtained by the author mathematical models to determine the periods of initiation and subcritical growth crack in metallic materials are written. . Aggressive corrosive environment is made solutions of organic and mineral fertilizers. The use of this method fully demonstrated by the cyclic bending channel bar for the actions of corrosion aggressive environments , including fertilizers.

- / -

П.В. Попович. Методика определения ресурса элементов металлоконструкций рам разбрасывателей удобрений с учетом условий их эксплуатации

Разработана методика определения ресурса балочных элементов металлоконструкций рам разбрасывателей удобрений при действии циклических деформаций и коррозионной среды. Долговечность балочных элементов рам разбрасывателей представлена как сумма периодов зарождения и докритического роста коррозионно - усталостных трещин. На основе исследований автора записаны математические модели для определения периодов зарождения и докритического роста в металлических материалах коррозионно - усталостных макротрещин. Коррозионными средами в исследованиях рассматривались растворы органических и минеральных удобрений.

V. Prydiuk. Peculiarities of the organization of agricultural goods transportation by automobile transport

The paper presents the analysis of using the automobile transport when transporting agricultural goods. The main objective of agricultural enterprises transport service is a well-timed export of agricultural products, their further processing, storage and well-timed delivery of food products to the final consumer.

The technological process of freighting in agriculture depends on many factors. Among them some must be defined: the sharp seasonal fluctuations in work; involvement of automobile transport of different automobile operating companies; different traffic conditions; different transportation distances; hard operating mode of automobile transport; necessity to create temporary petrol stations and vehicle service stations, food services and rest services areas; organization of reliable

dispatch operators communication.

Nowadays automobile operating companies not always can meet the requirements of agricultural industry. There are many unsolved problems. Therefore, the improvement of motor maintenance is essential to the economic development of agricultural enterprises. Solving these problems provides improvement of transport process, which should enhance the efficiency of automobile operating companies functioning in agricultural industry.

As the result, it is necessary to note that the effective supporting of agricultural enterprises by automobile transport is possible only with considering the specific peculiarities which are usual for the freighting process in this branch. Weight-carrying capacity and fuel waste influence the efficiency of use of automobile freight transport in agricultural industry.

- / -

Придюк В.М. Особенности организации перевозок сельскохозяйственных грузов автомобильным транспортом

В работе проведен детальный анализ использования и развития автомобильного транспорта при перевозке сельскохозяйственных грузов, и предложены рекомендации для усовершенствования транспортного процесса, который должен способствовать повышению эффективности функционирования предприятий автомобильного транспорта в сельском хозяйстве.

A. Prylutsky. Rationale of pneuvortexcentrifugal metod and design for separation device grain mixtures

Researching the most effective processes separation of grain mixtures using centrifugal forces of inertia helped to create and implementate in production of conventional grain separators with capacity of 100 t / h. This formed the basis for the development of engineering industries universal family vibrocentrifugal grain separators "БЦС" with capacity of 25, 50 and 100 t / h., thousands of which were put forth in the agricultural production in many countries.

Promising technology for post-harvest grain handling agricultural enterprises will be implemented grain cleaning and drying-saving systems using a new generation of machines for primary purification capacity of 50, 100 and 200 t / h.

In this regard, there is a problem of design winnowing unit (module) capacity of 50 t / h. For creation of this mashines, it is necessary to solve the issue of increasing efficiency of pneumoseparation (increasing productivity and improving quality).

In the article are results of research on substantiation pnevmocentrifugal design method and device for pneumoseparation grain mixtures using in grain-cleaning unit (module) pnevmovibrocentrifugal grain separators.

By postulate method is expressed prediction if will enter granular grain mixture in the artificial rotelional air flow in the diraction of its movement from the middle upward conical-shaped flow then this mixture will be subjected to the effective volume redistribution by creating high-quality uniform distribution of particles in volumetric air flow space by centrifugal forces: heavier particles will move away from the axis of rotation air-grain mixture and lighter - closer to the middle of the stream. At this time of the particles of grain mixtures in air vortex flow

is significantly increased due to its motion along the trajectory arc length increase compared to the time of passage of particles through the air flow pneumocanal known pneumocentrifugal separating devices.

This method is called *pneumovortexcentrifugal* for separation of bulk materials.

There was performed theoretical research and developed structural scheme pneumovortexcentrifugal device, grounded entrance requirements for process parameters and structural-kinematic parameters of the device software productivity up to 50 t / h. and qualitative indicators of national standard for primary purification of wheat, which is the basis for a family of versatile grain separators new generation capacity of 50, 100 and 200 t / h.

- / -

А.Н. Прилуцкий. Обоснование пневмовихроцентробожного способа и конструкции устройства для сепарирования зерновых смесей

В статье приведены результаты исследований по обоснованию пневмовихроцентробожного способа и конструкции устройства для сепарирования зерновых смесей с применением в зерноочитительном блоке (модуле) пневмовиброцентробожных сепараторов зерна.

Обоснованы исходные требования к технологическим показателям и конструктивно-кинематическим параметрам такого устройства, которые бы обеспечивали производительность блока до 50 т/час и качественные показатели при первичной очистке зерна пшеницы, что является основой создания семейства универсальных зерновых сепараторов нового поколения производительностью 50, 100 и 200 т/час.

O. Prykhodko, Ia. Pasternak. Limit equilibrium of structural elements containing domains with lower yield strength

The paper presents an analytic technique for studying the limit equilibrium of bulky 3-dimensional structural elements containing domains with lower yield strength (in particular, domains of local heat treating or zones affected by heat during spot welding). This approach is based on the assumption that under the applied loading plastic deformations are present only in the given domain. Also the polynomial conservation principle is adopted in this study. The domains of lower yield strength are assumed to be of canonical shape, which allows to obtain closed-form analytic nonlinear equations for determination of the unknown stresses inside the domain.

Additionally, to account for the hardening of an inclusion's material, the paper proposes an analytic technique, which incorporates Birger's method of variable parameters. The latter allows to extend significantly the range of applications of the proposed approach. Practically important problems are considered for the domains of lower yield strength of different shape and properties. The stress strain state and stress concentration inside the inclusion are obtained, and the strength of such structural elements are determined based on the theory of maximal normal stress.

Proposed approach allowed concluding that the most dangerous to the structural elements are flattened disk-shaped domains with low yield strength and significant hardening of the material.

- / -

О.С. Приходько, Я.М. Пастернак. Предельное равновесие деталей с областями сниженного предела прочности

В статье предложена аналитическая методика исследования предельного равновесия массивных деталей, содержащих области со сниженным пределом текучести (в частности, области локальной термообработки). Методика основана на предположении, что при заданной нагрузке пластическое деформирование происходит только в этой зоне. Рассмотрены практически важные примеры для зон сниженного предела прочности разной формы и свойств.

V. Say. Research of the process of flattening of retted flax oil straw

The article deals with the problem of the need to develop new technologies and tools for the processing of the stem of flax oil on fiber, and in connection with that conduct new research properties of retted flax oil straw. The article includes technique of research of flattening stems of retted flax oil straw, graphical dependence of on the nominal pressure of relative deformation stems of retted flax oil straw and main indicators of the resistance of flattening stems of retted flax oil straw. According to the researches a tensile strength of stems of retted flax oil straw is 0.33 - 0.41 kPa at a relative deformation of 0.23 - 0.34, the limit of crushing - 0.34 - 0.46 kPa at a relative deformation of 0.29 - 0.47, deformation module - 0.72 - 1.37 kPa.

- / -

В.А. Сай. Исследование процесса плющения тресты льна масличного

У статьи наведено методику исследования плющения стеблей тресты льна масличного, построены графические зависимости условного давления от относительной деформации стеблей тресты льна масличного и определены основные показатели, которые характеризуют сопротивление плющению стеблей тресты льна масличного.

E. Serbii. Statistical research of the pelleted seed discrete model

Principles of formation of analytical discrete model panned seed are offered. At performance of conditions which are imposed by classical mechanics, the result of statistical or dynamic calculations of discrete model panned seed has the status of computing experiment (in silico). The received results can be compared to experimentally measured sizes and, that is very important, the information on parameters by which it is almost impossible to measure physically is received.

By the offered principles in universal package of symbolical mathematics Maple the computing kernel which generates discrete model panned seed is developed and counts its statistics: porosity, quantity of particles in dragee, average coordination number, average distance between the next particles, the area of surface of particles, average diameter of volume connecting substance between particles, volume of particles, volume bentonite and volume humate.

At statement of computing experiments by managing directors the elite was replaceable: diameter, an average square-law deviation to diameter and relative quantity particles of filler, relative quantity bentonite and humate behind weight.

As result of performance computing experiments have been defined: dependence of quantity particles in dragee, dependence area of surface particles in dragee, relative quantity of deviations distances between particles from them

equilibrium position in dragee, dependence of average coordination number of particles in dragee, dependence of porosity dragee by which results the expediency of use of particles of filler in diameter 0,5 ... 0,63 mm and root-mean-square deviation no more than 0,02 mm which quantity will be within 0,6 ... 0,7 from a lump is proved.

- / -

Е. К. Сербий. Статистическое исследование дискретной модели дражировочных семян

Проведено статистическое исследование дискретно модели дражировочных семян по результатам которого, обоснована целесообразность использования частиц заполнителя диаметром 0,5...0,63 мм со средним значением – 0,565 мм среднеквадратическим отклонением не больше 0,02 мм и относительным количеством по массе в пределах 0,6...0,7.

I. Tsyz, V. Zadorozhnyy. Research of shredding energy willow stems

Energy willow - a crop, the yield of which in terms of calorimeter performance among the biggest power plants, and up to 20 tonnes dry weight of 1 hectare.

Construction analysis of wood chippers used in the forestry sector has shown that they do not provide the desired economic performance of the process of grinding energy willow.

Effective use of a machine PL-160 for grinding energy willow requires clarification angles the blades and presenting the material in order to reduce energy costs in the process.

The article describes the design of laboratory facility for research of cutting energy willow. The method of research using mathematical methods and experimental design resulting regression equation.

Analysis of the results shows that the cutting force have a significant impact angle setting blade angle at which you are advised energy willow stems and the diameter of the stems. Found rational limits of these factors.

- / -

И.Е. Цызь, В.И. Задорожный. Исследование процесса измельчения стеблей энергетической ивы

В статье описано функциональную схему модернизированной машины для измельчения стеблей энергетической ивы. Приведены конструкцию лабораторной установки для исследования геометрических параметров процесса резания стеблей и результаты исследования влияния этих факторов на усилие резания.

I. Tsyz, B. Radchuk. Investigation of particle encapsulation of mineral fertilizers organic sapropel

Among the measures aimed at improving the fertility and productivity of soil, a specific role for the maximum use of organic fertilizers. Promising source of replenishment of organic fertilizers is sapropel.

Significantly increases the efficiency of the use of sapropel from the enrichment of its mineral elements and the formation of granules of fertilizers.

Developed a large number of designs granulators used in various industries. But they are not able to provide reliable process of granulation of organic-mineral mixtures based on sapropel.

The paper describes a new scheme of granular organic fertilizers path mineral particles encapsulating organic sapropel. Under this scheme replaced dry chemical reaction. There are design laboratory setup for the proposed process and results of the pilot study encapsulation sapropelic organic fertilizers.

Shows the resulting regression equation that describes the study process. To analyze equation constructed surface response.

Analysis of the results shows that the content of marketable fractions over 90% of the output of the installation can be achieved within sapropel humidity 78-80%, the frequency of rotation of the drum 60 rev / min. and granulation time 12 min.

- / -

И.Е. Цызь, Б.В. Радчук. Исследование процесса капсулирования частиц минеральных удобрений органическим сапропелем

В статье описано технологическую схему приготовления гранулированных органоминеральных удобрений капсулированием минеральных частиц органическим сапропелем. Приведены конструкцию лабораторной установки для реализации предложенного процесса и результаты экспериментального исследования капсулирования минеральных удобрений органическим сапропелем.

Yu. Tsymbalyuk. Experimental study of kinematics of small-scale skidding system

The results of experimental studies of kinematics of small-scale skidding system are presented at the paper. Studies were conducted to confirm the adequacy of the mathematical model, which was obtained by theoretical studies. Active experimental studies were conducted on a physical model of small-scale skidding system. It was agreed that the movement of skidding system occurs along the sinusoidal trajectory, and a skidding of single piece of timber occurs in semi-loaded state using trailing skidding means. The sinusoid amplitude, sine wave period and logging system length were taken as variables of the experiment. The amplitude trajectory of the endpoint of skidding system was taken as the output variable. As a result of statistical processing of experimental data it was obtained adequate regression equation as a second order polynomial, which determined the dependence of the trajectory amplitude of the endpoint logging system parameters of the trajectory of its «driving», the starting point and length of the skidding system. The resulting regression confirmed the conclusions obtained from the theoretical research, such as the adequacy of the differential equation describing the kinematics of small-scale skidding system for skidding timber in a semi-loaded state and has the form of Rikatti equation. Regression analysis showed that the greatest impact on the output value (amplitude of the skidding system endpoint) has the amplitude of the initial point of the skidding system trajectory, and the least impact has the period of the sine wave. Output value becomes maximum when the amplitude and period of sinusoidal trajectory of the initial point are the maximum and the length of skidding system is minimum. The amplitude of the skidding system endpoint is minimum when the amplitude and the period of sinusoidal trajectory of the initial point movement are minimum and the length of skidding system is maximum.

- / -

Ю. И. Цимбалюк. Экспериментальные исследования кинематики малогабаритной трелевочной системы

Представлены результаты экспериментального исследования кинематики малогабаритной трелевочной системы на базе прицепных трелевочных средств для трелевки лесоматериалов в полупогруженном состоянии. Получено уравнение регрессии, которое устанавливает зависимость амплитуды конечной точки трелевочной системы от параметров траектории движения ее «ведущей» точки и длины трелевочной системы для случая движения по синусоидальной траектории.

V. Sheichenko, A. Limont, N. Tolstushko, V. Klimchuk. Commodity quality flax rolls formed baler

The marketing qualities of the roll cover their density and mass, as well as the damage of the broken flax stalks in rolls. Besides these indices the marketing qualities of rolls are evaluated by their dimensions – diameter and height. The velocity of flax harvester and the position of the regulator of the density of rolls are used as the maintenance and adjustment parameters of balers. The succession of the maintenance and adjustment parameters of balers are accepted as the factorial characters, but density, mass of rolls and damage of flax broken in them – as the resultant characters. The authors present the investigations info the use of ПР-1,2Л balers with the press chamber of variable volume and ППР-110 balers with the press chamber of constant volume. The marketing qualities of rolls are determined under the conditions of the broken flax harvesting when the straw belts are spread by ЛК-4А flax harvester.

- / -

В.А. Шейченко, А.С. Лимонт, Н.Н. Толстушко, В.М. Климчук.

Товарные качества рулонов льнотресты сформированных пресс-подборщиком.
Исследовано использование пресс-подборщиков с прессовальными камерами изменяемого и постоянного объемов. Определены плотность и масса рулонов, а также повреждение стеблей тресты в них с учетом скорости движения пресс-подборщиков и положения регулятора плотности рулонов.

ЗМІСТ

1. Вржещ М.В., Куделя Ю.П. Дослідження енергетичних показників процесів пиляння ланцюговими бензиномоторними пилками.....	3
2. Вржещ М.В., Луцик К.М. Дослідження міцності з'єднання шпону з основою за магнітної обробки клейової суміші.....	7
3. Дударев І.М. Особливості збирання льону олійного.....	11
4. Забродоцька Л.Ю. Визначення енергетичних витрат на сушіння сипких рослинних матеріалів в сушарці.....	18
5. Козелко Ю.І., Усенко М.В. Аналіз роботи картопле-висаджувальної машини з апаратом з наколювальним пристроєм.....	24
6. Котенко С.С., Перепелиця Н.М. До методики розрахунку вартості агрегата-дня сільськогосподарської техніки.....	32
7. Кірчук Р.В. Ящук А.А., Тарасюк В.В. Обґрунтування параметрів і економічний ефект від використання сушарки насіння льону олійного.....	38
8. Попович П.В. Методика визначення ресурсу елементів металоконструкцій рам розкидачів добрив з врахуванням умов їх експлуатації.....	47
9. Прилуцький А.Н. Обґрунтування пневмовихровідцентрового способу і конструкції пристрою для сепарування зернових сумішей.....	61
10. Придюк В.М. Особливості організації перевезень сільськогосподарських вантажів автомобільним транспортом....	68
11. Приходько О.С., Пастернак Я.М. Гранична рівновага деталей із областями зменшеної межі міцності	73
12. Сай В.А. Дослідження процесу площення трести льону олійного.....	81
13. Сербій Є.К. Статистичне дослідження дискретної моделі дражированої насінини.....	86
14. Цизь І.С., Задорожний В.І. Дослідження процесу подрібнення стебел енергетичної верби.....	101
15. Цизь І.С., Радчук Б.В. Дослідження процесу капсулювання частинок мінеральних добрив органічним сапропелем.....	107
16. Цимбалюк Ю.І. Експериментальні дослідження кінематики малогабаритної трелювальної системи.....	114
17. Шейченко В.О., Лімонт А.С., Толстушко М.М., Климчук В.М. Товарні якості рулонів льонотрести сформованих прес-підбирачем	121
Анотації.....	130

**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 невирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. **Формулювання цілей статті (мета дослідження)**.
4. **Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (результати дослідження)**.
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

ТЕКСТ

1. Стаття подається на 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 колонтитула 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 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком

- посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.
3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
 4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
 5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
 6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (**ДСТУ ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилення 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. Анотація англійською мовою подається у розширеному форматі та повинна містити не менше 200 слів, об’єднаних у 8–12 речень.**
 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. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші номерувати не рекомендується. 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). 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.

З метою формування англomовної веб-сторінки видання відповідно до вимог МОНмолодьспорту України (Наказ №1111 17.10.2012 р.) подані авторами статті повинні бути продубльовані англійською мовою.

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 28. 2014

**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.
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 29.08.2014 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 9,25. Наклад 100. Безкоштовно. Зам.

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР